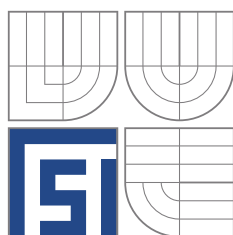


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

POSLENÍ STUPEŇ PARNÍ TURBINY LAST STAGE STEAM TURBINE

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. FILIP ŠABACKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2010

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá předběžným výpočtem parní kondenzační turbíny na středním průměru lopatkování. Regulační stupeň je řešen jako A-kolo rovnotlaký stupeň. Mnohas-
tupňové lopatkování je řešeno jako přetlakový stupeň metodou c_a/u . Následuje detailní vý-
počet posledního stupně se zkrucovanou lopatkou. Dále je provedeno porovnání výsledků
s firemními výpočty. Na závěr je proveden zjednodušený návrh tvaru profilu lopatky.

Klíčová slova

parní turbína, poslední stupeň, zkrucovaná lopatka, mokrá pára, konstantní cirkulace okolo
profilu

Abstract

This Master's thesis deals with a pre-calculation of a steam condensation turbine on a bla-
ding mid diameter. The governing stage is solved as a A-turbine wheel, impulse blading.
Multistage blading is solved as a reacion stage by c_a/u method. Further, detailed calculation
of last stage with a twisted blade is made. Thesis contains comparision of obtained results
with a results provided by contracting company. Final part of thesis deals with a design of
sectional shape of a turbine blade.

Keywords

steam turbine, last stage, twisted blade, wet steam,

ŠABACKÝ, F. *Poslení stupeň parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta
strojního inženýrství, 2010. 57 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma “Poslední stupeň parní turbíny“ vypracoval samostatně po konzultacích s vedoucím diplomové práce a odborníky zmíněnými v poděkování. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí a čerpal z literárních a internetových zdrojů.

Filip Šabacký

Tímto bych rád poděkoval svému školiteli doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za povzbuzování, pomoc a cenné rady při psaní této práce. Děkuji rovněž Ing. Bohuslavu Brettschneiderovi, zadavateli diplomové práce, za perfektní přístup a jeho ochotu se mi věnovat. Poděkování patří i Ing. Zdeňku Kučerovi, CSc., turbináři v důchodu, jež mi poskytl informace prověřené léty a praxí. Děkuji Ing. Vojtěchu Turkovi, za pomoc při řešení matematických otázek a pomoc se sazbou diplomové práce. Poděkování patří i prof. Ing. Václavu Petrovi, DrSc. za elektronickou korespondenci. Určitě děkuji svým spolužákům, zejména Bc. Ladislavu Šnajdárkovi za upřímnost a ochotu pomoci.

V předposlední řadě děkuji svým rodičům, protože mi umožnili studovat. Na závěr děkuji Pánu Bohu za to, že mi v průběhu studia žehnal a obnovoval moje síly čtením Bible.

Filip Šabacký

Obsah

Úvod	3
1 Tepelné turbíny	5
1.1 Akční stupeň	6
1.2 Reakční stupeň	7
1.3 Mokrý pára	7
1.4 Výpočtové metody	9
1.4.1 Metoda konstantní cirkulace okolo profilu	9
1.4.2 Metoda kuželových ploch	11
2 Výpočet turbíny	16
2.1 Regulační stupeň	17
2.2 Stupňová část	19
2.3 Skupina přetlakových stupňů	23
2.3.1 Čtvrtý stupeň	27
2.3.2 Třetí stupeň	29
2.3.3 Druhý stupeň	29
2.3.4 První stupeň	30
2.4 Stupeň na středním průměru	32
2.5 Parametry proudu páry po výšce lopatky	35
2.6 Porovnání výsledků výpočtu	38
2.7 Vyrovnávací píst	43
3 Návrh geometrie profilu lopatky	47
3.1 Aerodynamický návrh	47
3.2 Pevnostní výpočet	50
3.3 Eroze lopatky	51
Závěr	53
Seznam literatury	55
Seznam symbolů a zkratek	57

Úvod

Cílem této diplomové práce je vypočítat parní turbínu¹, resp. její poslední stupeň se zkrucovanou oběžnou lopatkou. Dále je cílem navrhnout geometrii profilu lopatky a porovnat vlastní výpočty s metodikou používanou u zadávající firmy.

Nejprve uvádím, kde je daná turbína v provozu a proč, a v jakých provozních režimech pracuje. Zmiňuji rovněž, co vedlo firmu k tomu, použít jinou výpočtovou metodu.

Potom následuje předběžný termodynamický výpočet průtočného kanálu kondenzační parní turbíny a detailní termodynamický výpočet posledního stupně se zkrucovanou lopatkou metodou konstantní cirkulace okolo profilu. Z těchto výsledků jsem sestrojil rychlostní trojúhelníky². Následně jsem porovnal vlastní výsledky zkrucované lopatky vypočtené metodou konstantní cirkulace okolo profilu s metodou přímých kuželových ploch. Nakonec jsem navrhl profil lopatky a jeho natočení v závislosti na poloměru dle výpočtů.

Pro výpočty jsem použil tabulkový procesor Microsoft Excel. Do něj jsem implementoval software X Steam Tables [4]. Jedná se o parní tabulky vycházející z průmyslové formulace IAPWS IF-97. Sazba dokumentu je provedena v \LaTeX .

Počítaná turbína je parní, čtyřstupňová, kondenzační s regulačním stupněm. Byla vyrobena společností B. Brett s. r. o. a je instalována ve slovenské firmě Mondi v Ružomberku, která se zabývá výrobou celulózy. Turbína je zde zapojena na konci technologického procesu (viz obrázek 1). Na rozdíl od tepelných lopatkových strojů podobných výkonů má tato turbína atypické rozměry – velký průměr i délku rotoru. Atypické rozměry má turbína z toho důvodu, že pracuje s mokrou párou velkého objemového toku a nízkých parametrů teploty a tlaku.

Turbína pracuje sezónně. V momentě, kdy není zapotřebí pára pro firemní technologii, odvádí se pára na kondenzační turbínu. Není-li ale vyžadována výroba elektrické energie kondenzační turbínou a není-li vyžadována pára pro technologii firmy, pouští se pára do kondenzátoru přes redukční ventil a chlazení. V minulosti, za nepřítomnosti kondenzační turbíny, se pára pouštěla do komína přes redukční ventil. Požadavek na výrobu elektrické energie přichází z energetického dispečinku. Turbína je totiž součástí podpůrných systémových služeb slovenské elektrizační soustavy, tzn. že pracuje v dispečerské záloze³.

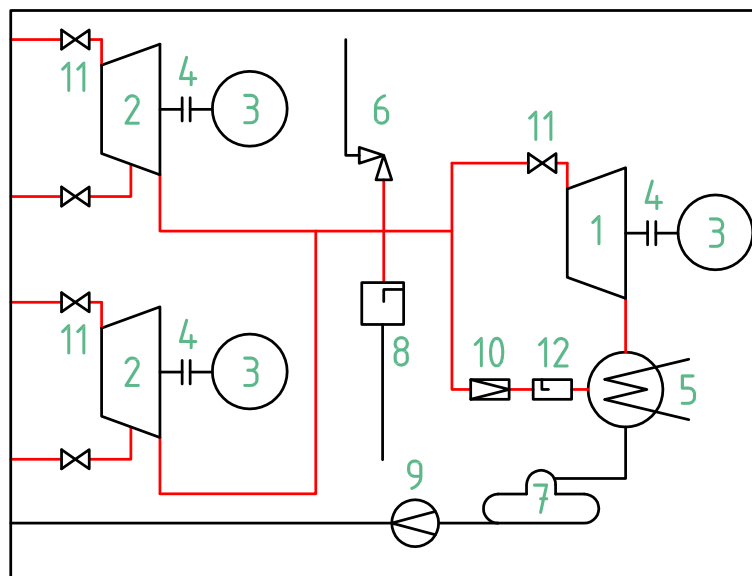
Dosavadní výpočty posledního stupně kondenzační turbíny zpracovával pro firmu výpočtář Zdeněk Kučera. Používal program Turbo Basic a metodu kuželových ploch. Pan Kučera je nyní v důchodu. Firma za něj hledá náhradu a chce ověřit možnost použití jednodušší

¹Ústav pro jazyk český Akademie věd ČR, v.v.i. definuje slovo turbína, nikoliv turbina

²tři strany trojúhelníku zobrazují tři složky rychlosti proudu páry v turbíně (viz obrázek 2.9)

³Dispečerskou zálohu tvoří bloky elektráren odstavené do zálohy, schopné na žádost provozovatele přenosové soustavy najet na jmenovitý nebo předem určený výkon do t minut.

Obrázek 1: Blokové schéma



- 1 ... kondenzační turbína
- 2 ... protitlaková turbína
- 3 ... alternátor
- 4 ... spojka
- 5 ... kondenzátor
- 6 ... komín
- 7 ... nádrž kondenzátu
- 8 ... odběr páry do technologie
- 9 ... čerpadlo
- 10 ... redukční ventil
- 11 ... rychlozávěrný ventil
- 12 ... chlazení

metody výpočtu posledního stupně kondenzační turbíny. Pokud výsledky mé práce dají srovnatelné výsledky s výsledky výpočtáře Zdeňka Kučery, a program bude navíc kompatibilní s operačním systémem Microsoft Windows, tak se tato metoda výpočtu bude používat v praxi.

Kapitola 1

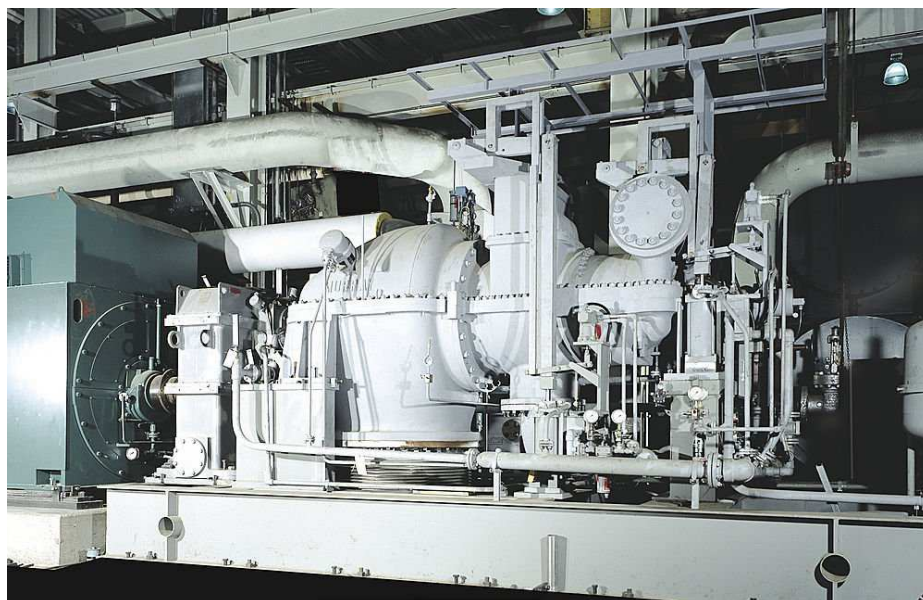
Tepelné turbíny

Konstrukční uspořádání turbín je závislé od velikosti hmotnostního toku páry, celkového tepelného spádu, jmenovitých otáček stroje, účinnosti, požadované životnosti, ekonomie výroby a dalších.

Otáčky stroje mají na počet stupňů následující vliv: s rostoucím počtem otáček klesá počet stupňů i rozměry stroje. S rostoucím počtem stupňů roste jednak termodynamická účinnost, a jednak cena turbíny. Cena cca 55 rotorových lopatek jedné řady stupňové části turbíny může představovat hodnotu drahého osobního auta, nebo ještě více¹. Při růstu počtu stupňů stupňové části však narazíme na určitou hranici², kdy vznikne turbína investičně drahá s neúnosně velkou stavební délkou rotoru. Velký axiální rotor má negativní vliv na provozní vlastnosti turbíny, jako jsou kritické otáčky, průhyb rotoru, vibrace, atd.

¹cena je orientační

²20–30 stupňů a více



Obrázek 1.1: Sestava parní turbíny a alternátoru (neznámý zdroj)

Turbíny výkonů 1 MW a více jsou koncipovány jako vícestupňové. Pravdivost tohoto tvrzení potvrzují v sekci 2.2, kde turbína výkonu 8,5 MW má 4 stupně stupňové části. Tato skutečnost je způsobena tím, že tepelný spád, který mám zpracovat dle zadání, je mnohem větší než maximálním tepelný spád, který dokáže zpracovat jeden stupeň s maximální účinností. Teoreticky lze jakoukoliv turbínu provést jako jednostupňovou – nehledě ale na velmi nízkou výslednou účinnost. Rozdělení celkového tepelného spádu na turbínu závisí na volbě typu lopatkování³ – akčního nebo reakčního. [3, 6]

1.1 Akční stupeň

Čistě akční stupeň je, podle definice, stupeň s nulovou reakcí, tzn. tepelný spád na rotorové lopatkové řadě je nulový. Pára cele expanduje ve statorové lopatkové řadě. V rotorové lopatkové řadě nedochází k expanzi páry, ale ke změně směru toku. Z tohoto důvodu je tlak páry před a za rotorovou lopatkovou řadou stejný. Akčnímu stupni se proto rovněž říká stupeň rovnotlakový. Pára vystupuje ze statorové lopatkové řady absolutní rychlostí jako volný proud, prochází mezerou mezi statorovou a rotorovou lopatkovou mříží a relativní rychlostí vstupuje do oběžné lopatkové řady. Existence ztrát v oběžné lopatkové řadě, zejména třecích ztrát při velkém zakřivení proudu páry, má za následek mírné zpomalení pracovní látky [7].

Hlavními výhodami čistě akčního stupně jsou:

- a. nepatrná osová síla působící na rotor, tzn. stejný tlak před a za rotorovou lopatkovou řadou, stejný tlak na obou stranách rotorového disku;
- b. disková koncepce rotoru, tzn. uložení statorových lopatek do mezistěny, těsnění rotoru vůči mezistěně v labyrintové ucpávce na malém průměru, malá průtočná plocha, malý průtok pracovní látky ucpávkou, malá ztráta vnitřní netěsností;
- c. téměř poloviční počet stupňů oproti reakčnímu lopatkování.

Nevýhodami čistě akčního stupně pak jsou:

- a. nižší účinnost než u reakčního stupně,
- b. strmější pokles účinnosti v nevýpočtových stavech a
- c. značné vysoké ztráty prouděním v rotorové lopatkové řadě.

Třetí zmíněnou nevýhodu lze do značné míry odstranit volbou mírné reakce⁴ rotorové lopatkové řady, zpravidla v $\langle 3; 6 \rangle$ %. Stupeň s určitou reakcí rotorové lopatkové řady již nemá proud pracovní látky vystupující ze statorové lopatkové řady úplně volný. Tlak před rotorovou lopatkovou řadou je vlivem její kladné reakce větší než za ní. Vzniklý přetlak nás nutí řešit utěsnění prostoru před rotorovou lopatkovou řadou těsníci bříty na bandáži.

³slovo lopatkování lze definovat jako soubor vedle sebe naskládaných lopatek umístěných na vnějším průměru rotoru turbíny, resp. vnitřním průměru skříně turbíny

⁴poměrná veličina určující rozdělení tepelného spádu mezi statorovou a rotorovou lopatkovou řadu

Mezi akční axiální turbínové stupně patří i Curtisův stupeň dvouvěncový a třívěncový. Používá se tam, kde je žádoucí zpracovat větší tepelný spád jedním stupněm, než jaký dokáže zpracovat akční stupeň. Curtisův stupeň má však ještě menší účinnost než čistě akční stupeň, a její průběh je víc strmější. [7]

1.2 Reakční stupeň

Za reakční stupeň v pravém slova smyslu lze považovat jakýkoliv stupeň s kladnou reakcí. Jak už jsem zmínil v sekci 1.1, pro tento stupeň je charakteristický rozdíl tlaků před a za rotorovou lopatkovou řadou. Proto se tomuto stupni taky říká stupeň přetlakový. Vedle expanze ve satorové lopatkové řadě probíhá expanze i v rotorové lopatkové řadě za současného předávání práce na rotor. Konstrukčně i výrobně je vhodné zvolit stupeň reakce 50 %. To odpovídá stejně velkému zpracovanému tepelnému spádu ve satorové i rotorové lopatkové řadě. Prakticky máme totožné satorové i rotorové lopatky – osově symetrické lopatkování se symetrickými rychlostními trojúhelníky.

Vlivem značných rozdílů tlaků nelze použít diskovou konstrukci rotoru, protože by vznikala neúměrně velká osová síla, kterou bychom museli složitým způsobem zachytit a kompenzovat dobře dimenzovaným osovým ložiskem. Tomuto problému se vyhneme použitím bubnové konstrukce rotoru.

Výrobci se v mnoha případech neřídí striktním vymezením konstrukční koncepce typů lopatkování. Nově se totiž navrhuje lopatky zkřucované, banánové, a nikoliv pouze prizmatické⁵, jak tomu bývalo dříve. Výpočetní technika (ANSYS, CFX) umožňuje navrhnout tvar lopatky s ohledem na minimalizaci ztrát nežádoucím prouděním. Takto navrženou lopatku s proměnlivým stupněm reakce nelze jednoznačně zařadit – jedná se o kombinaci těchto dvou konstrukčních koncepcí. Jak je vidět v sekci 2.5, mnou počítaná lopatka spadá do kategorie smíšené konstrukční koncepce.

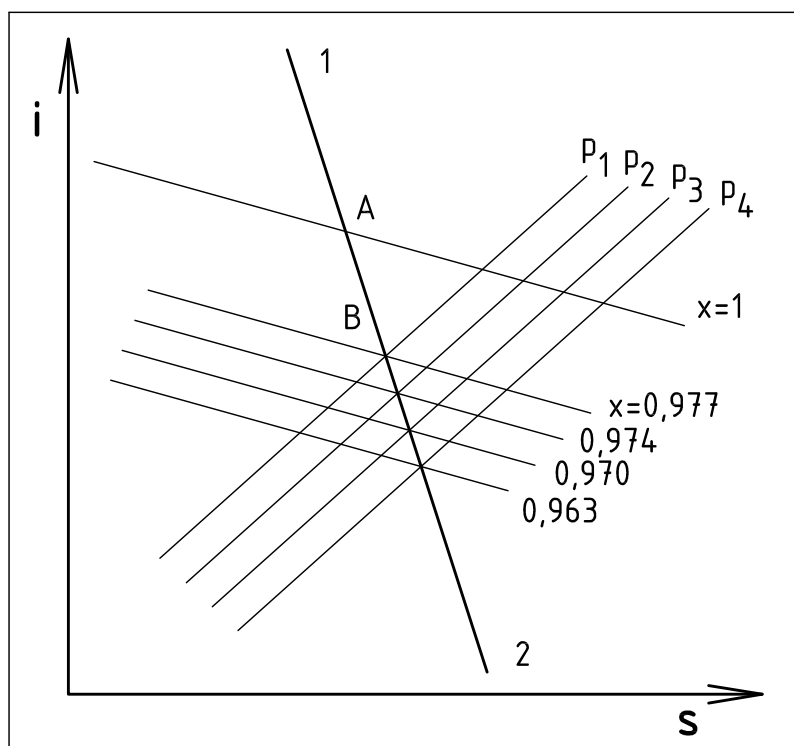
1.3 Mokrý pára

V turbíně, kterou počítáme, probíhá expanze v oblasti mokré páry. Jak uvádí Kadrnožka [8], lopatkovými mřížemi proudí pracovní látka ve dvou fázích: parní a kapalnou fázi téže látky – vody. Kapalná fáze se může vyskytovat jemně rozptýlená ve formě mlhy, nebo hruběji rozptýlená do kapek, jako blána, nebo jako jemné proudy vody stékající po površích průtočného kanálu.

V průtočné části parních turbín probíhá expanze velmi rychle. Doba, za kterou proteče během expanze pára rozváděcí lopatkovou mříží, se pohybuje v rozmezí 10^{-4} až 10^{-3} s. Během této krátké doby nemůže pára dosáhnout rovnovážného stavu, a proto se pára v průtočné části parních turbín může vyskytovat v těchto stavech:

- a. rovnovážném,
- b. metastabilním (dočasném, nestabilním) a
- c. přechodovém (z nestabilního k stabilnímu stavu).

⁵přímé lopatky, nezkrucované



Obrázek 1.2: Wilsonovy čáry (inspirováno [8])

Geometrické místo bodů počátku kondenzace v diagramu $i-s$ ⁶ tvoří tzv. Wilsonovy čáry, jež můžeme vidět na obrázku 1.2. Poloha bodů počátku kondenzace páry závisí na rychlosti poklesu entalpie v čase, jak říká rovnice

$$j = -\frac{1}{i} \frac{di}{d\tau} = -\frac{c_a}{i} \frac{\partial i}{\partial a},$$

kde τ je čas, c_a je axiální rychlosti, a je souřadnice v axiálním směru, i je entalpie páry, d je totální derivace a ∂ je parciální derivace.

Wilsonovy čáry $j = \text{konstanta}$ jsou přibližně ekvidistantní (v konstantní vzdálenosti) pravé mezní křivce $x = 1$. Při rychlé expanzi z bodu 1 do bodu 2 se nemůže uvolnit kondenzační teplo v bodě A a expanze i pod čarou sytosti $x = 1$ probíhá přibližně stejně jako v oblasti přehřáté páry. Kondenzační teplo se z páry začne uvolňovat až v bodě B. Teplota páry je proto nižší, než odpovídá rovnovážnému stavu, a proto tento stav nazýváme stav podchlazené páry. Podchlazené páře přísluší nižší suchost x i nižší měrný objem. Při výpočtech v oblasti mezi křivkou sytosti $x = 1$ a příslušnou Wilsonovou čarou lze brát s dostatečnou přesností stejné termodynamické parametry vlhké páry jako termodynamické parametry přehřáté páry. Při expanzi z oblasti přehřáté páry je možno přetnout Wilsonovu čáru při nadzvukové rychlosti proudění, což je případ turbíny, kterou počítám.

Problematikou expanze páry do oblasti pod mez sytosti se podrobněji zabývají např. pánové V. Petr nebo G. Gyarmathy. Já jsem se touto problematikou začal zabývat ve chvíli, kdy jsem při podrobném výpočtu posledního stupně turbíny narazil na nesrovnalosti v hmot-

⁶diagram závislosti entalpie na entropii

nostním průtoku páry. Teprve později jsem odhalil zdroj chyby a Wilsonovým čarám jsem se mohl vyhnout.

1.4 Výpočtové metody

Abychom vypočítali poslední stupeň parní turbíny, musíme provést předběžný výpočet turbíny. Ten slouží k vytvoření první představy o rozměrech turbíny a stavech páry v jednotlivých místech. Myslí se tím výpočet hlavních rozměrů průtočného kanálu turbíny, tzn. středních průměrů lopatkování, radiálních délek lopatek, průběhu patního průměru bubnu rotoru a úhlu rozšiřování průtočné části. V předběžném výpočtu vycházíme z rovnice kontinuity. Touto rovnicí určíme rozměry regulačního stupně turbíny. Pomocí Parsonsova čísla⁷ určíme počet stupňů stupňové části turbíny. Tepelným výpočtem skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u určíme jejich jednotlivé rozměry.

Po předběžném výpočtu pokračujeme detailním výpočtem. Máme na výběr různé metody:

1. Lopatkování s konstantní cirkulací okolo profilu (tzv. volný vír)
2. Lopatkování s konstantním měrným hmotnostním průtokem
3. Lopatkování s konstantním vstupním úhlem absolutní rychlosti
4. Lopatkování s konstantní reakcí a konstantní prací
5. Kuželový stupeň s přímými proudovými plochami

V diplomové práci aplikuji metodu ad 1), a to pouze na poslední stupeň turbíny. Dále však provádím teoretický rozbor metody ad 5), jelikož je to stávající metoda výpočtu lopatkování frimy B. Brett, s. r. o. Výsledky řešení lopatkování metodou konstantní cirkulace okolo profilu, o které píšu v podsekcí 1.4.1, porovnávám s firemními výsledky metody kuželových proudových ploch. Toto porovnání se nachází v sekci 2.6.

1.4.1 Metoda konstantní cirkulace okolo profilu

V této podsekcí vycházím z [8]. Z vyjmenovaných pěti způsobů výpočtu lopatkování se jedná o matematicky nejjednodušší metodu, protože není zapotřebí sestavovat soustavu rovnic a řešit je pomocí numerické matematiky. Podstata metody spočívá ve výpočtu parametrů páry na středním průměru lopatkování a dále pokračuje výpočty směrem ke špičce a patě lopatky. Jedná se o uživatelsky přehlednou metodu, kdy můžu sledovat jednotlivé kroky výpočtu a také jakým způsobem se mění výsledky výpočtu s měnícím se poloměrem lopatkování. Mezi další výhody patří i dobrá účinnost.

Nevýhodou řešení této metody je geometricky zkroucená lopatka. Jedná se o zkroucení opačného smyslu jako u vrtule letadla, o kterém píši v sekci 3.1. Největší zakřivení proudu páry je u paty lopatky, směrem ke špičce lopatky se úhel zakřivení proudu páry zmenšuje. Tento průběh zakřivení je z pevnostního hlediska výhodný, neboť s rostoucím poloměrem

⁷podobnostní číslo vyjadřující kvalitu parní turbíny; nízké Parsonsovo číslo odpovídá levné turbíně s nízkou účinností i výkonem.

dochází k odlehčení rotorové lopatkové řady. Zakřivení proudu páry na patním průměru volíme jako výchozí.

Další nevýhodou této metody výpočtu je zpětné proudění páry do turbíny. To může nastat při nevýpočtovém režimu provozování, tzn. při zmenšeném hmotnostním průtoku páry nebo zvětšení protitlaku v kondenzátoru.

Přejdeme k popisu metody. Prvním zjednodušením metody je představa osově symetrického proudění páry na válcových proudových plochách. V tomto případě je radiální složka absolutní rychlosti $c_r = 0$. Za těchto předpokladů získáme rovnice pro potenciální proudění s konstantní cirkulací v tomto tvaru:

$$\frac{\partial c_a}{\partial r} = 0, \quad (1.1)$$

$$\frac{\partial(r c_u)}{\partial r} = 0, \quad (1.2)$$

kde c_a je axiální složka absolutní rychlosti páry, c_u je obvodová složka absolutní rychlosti a r je poloměr. Rovnice 1.1 říká, že axiální složka absolutní rychlosti páry $c_a = \text{konstantní}$. Dle rovnice 1.2 je po výšce lopatky součin $r c_u = \text{konst.}$ S rostoucím poloměrem klesá obvodová složka absolutní rychlosti a naopak.

Rovnice 1.2 definuje krouživý potenciální pohyb se středem ležícím na ose rotace, kde si představujeme jádro víru otáčejícího se stálou úhlovou rychlostí ω kolem své osy. V rovnicích 1.1, 1.2 je vyjádřen předpoklad potenciálního proudění. Potenciální vír nebo proudění je definováno osamoceným volným vírovým vláknem. Tato výpočtová metoda je známa také pod názvy lopatkování s potenciálním nebo volným vírem. Z rovnice

$$\tan \alpha_1 = \frac{c_{1u}}{c_a}, \quad (1.3)$$

kde c_{1u} je obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu ze statorové lopatkové mříže, určíme úhel absolutní rychlosti α_1 . Dále platí rovnice

$$c_{1u} r = (c_{1u} r)_i = \text{konstanta}, \quad (1.4)$$

kde i vyjadřuje součin $c_{1u} r$ na libovolném poloměru. Z této rovnice dokážeme určit pro libovolný poloměr obvodovou složku absolutní rychlosti. Na základě této rovnice dokážeme odvodit rovnice následující

$$\tan \alpha_1 = \frac{r_i}{r} \tan \alpha_{1i}, \quad (1.5)$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{r_i}{r} \tan \alpha_{2i}, \quad (1.6)$$

kde α_2 je absolutní rychlost na výstupu z rotorové lopatkové řady, r_i , α_{1i} , α_{2i} jsou parametry proudu páry odlišné od hodnot na středním průměru. Obdobné odvození stanovíme pro vstupní a výstupní úhel relativní rychlosti β_1 a β_2 z rovnic

$$\tan \beta_1 = \frac{w_{1u}}{c_a} = \frac{c_{1u} - u}{c_a}, \quad (1.7)$$

$$\tan \beta_2 = \frac{w_{2u}}{c_a} = \frac{c_{2u} - u}{c_a}, \quad (1.8)$$

kde u je obvodová rychlost, w_{1u} , w_{2u} jsou obvodové složky relativní rychlosti páry na vstupu, resp. výstupu z oběžné lopatkové mříže. To, že měrná obvodová práce l_u je po výšce lopatky konstantní, říká rovnice

$$l_u = u \Delta c_u = u (c_{1u} - c_{2u}) = \omega r (c_{1u} - c_{2u}) = \text{konstanta}, \quad (1.9)$$

kde ω je úhlová rychlost otáčení a Δ je difference⁸. Rozdíl obvodových složek rychlosti se mění podle vztahu

$$\Delta c_u = \frac{r_i}{r} \Delta c_{ui}. \quad (1.10)$$

Stupeň kinematické reakce ρ_k roste s rostoucím poloměrem dle vztahu

$$\rho_k = 1 - (1 - \rho_{ki}) \left(\frac{r_i}{r} \right)^2. \quad (1.11)$$

1.4.2 Metoda kuželových ploch

Pánové Kousal a Nevole z bývalé První brněnské strojírny uvedli v [10] teoretické podklady této metody a doprovodili je popisem vlastní výpočtové metody. Metodu aplikovali na výpočet posledního stupně kondenzační turbíny. Vycházeli z předběžného geometrického návrhu průtočného kanálu. Divergence⁹ kanálu je definovaná přípustnou velikostí výstupní rychlosti páry z turbíny, tedy ztráty výstupní rychlostí, a růstem měrného objemu páry při uvažované expanzi. Průtočný kanál rozdělili na 6 nebo více dílčích kuželových kanálů proudovými plochami. Jak ukazuje obrázek 1.3, vztažné roviny χ_0 , χ_1 a χ_2 umístili doprostřed axiálních mezer, resp. v odpovídající vzdálenosti před stupněm a za ním.

U dlouhých, silně zkrucovaných lopatek posledních stupňů kondenzačních turbín nebývají náběžné a odtokové hrany lopatek v rovinách kolmých k ose rotoru. Proto i axiální mezery bývají k ose rotoru šikmé. Z důvodu tohoto zešikmení zavádíme vztažné souosé kuželové plochy o vrcholovém úhlu $2\varepsilon_1$ a $2\varepsilon_2$ (viz obrázek 1.3). Poměrné geometrické parametry n_1 , n_2 a m každé mezery nejsou konstantní, jak říkají rovnice

$$n_1 = \frac{x_0}{x_1}, \quad (1.12)$$

$$n_2 = \frac{x_0}{x_2}, \quad (1.13)$$

$$m = \frac{r_0}{r_m}, \quad (1.14)$$

kde x je axiální vzdálenost od vrcholového bodu M a r je poloměr. Rovnice 1.12, 1.13 můžeme vyjádřit pomocí polovičního vrcholového úhlu ε_1 , hodnot příslušejících válcové ploše o poloměru r_m ¹⁰ a poloměru proudové plochy v rovině χ_0 následujícím způsobem:

$$n_1 = n_{1m} \left[1 - (m - 1) \frac{r_m}{x_0} \cot \varepsilon_1 \right], \quad (1.15)$$

$$n_2 = n_{2m} \left[1 - (m - 1) \frac{r_m}{x_0} \cot \varepsilon_2 \right], \quad (1.16)$$

⁸ Δ je diferenční nebo-li rozdílový operátor

⁹ rozšiřování průtočného kanálu

¹⁰ vztahující se k válcové ploše o poloměru r_m

[illegible]

Řešením rovnic kontinuity Kousal a Nevole odvodili vztahy pro výpočet měrného hmotnostního toku páry vztažený na jednotkovou plochu v kuželových vztažných plochách χ_1 a χ_2 tímto způsobem

$$\left(\frac{c_a}{v}\right)_2 = \left(\frac{c_a}{v}\right)_0 \frac{mn_{2m}^2 K_2^3}{m - n_{2m} K_2 - 1}, \quad (1.18)$$

$$K_1 = 1 - (m-1) \frac{r_m}{x_0} \cot \varepsilon_1, \quad (1.19)$$

12

vztažné ploše, se bere aritmetický střed příslušných hodnot obou sousedních náhradních dílčích kolmých rovin. Tímto způsobem mohli Kousal a Nevole určit průběh měrného hmotnostního toku páry c_a/ν ve všech uvažovaných vztažných rovinách, resp. plochách lopatkování pomocí měrného hmotnostního toku páry na vstupu do prvního stupně.

Dále pánové Kousal a Nevole vycházeli z předpokládaného, resp. známého rychlostního i tlakového pole před stupněm a požadovaného tepelného spádu či expanzního poměru ve stupni. U posledního stupně kondenzačních turbín se jevil oprávněný předpoklad, že

$$i_0 = \text{konst.}, \quad p_0 = \text{konst.}, \quad c_0 = c_{0m} = \text{konst.}, \quad c_{0u} = 0.$$

Za těchto předpokladů lze měrný hmotnostní průtok vyjádřit

$$\left(\frac{c_a}{\nu}\right)_0 = \frac{c_0}{\nu_0} \cos \varphi, \quad (1.21)$$

takže elementární hmotnostní tok páry je

$$d\dot{M}_p = 2\pi \frac{c_0}{\nu_0} \cos \varphi r_0 dr_0. \quad (1.22)$$

Hodnotu vstupní absolutní rychlosti c_0 vypočítali z daného celkového hmotnostního toku páry \dot{M}_p a měrného objemu ν_0 v rovině χ_0 takto

$$c_0 = \frac{\dot{M}_p \nu_0}{2\pi \int_{\phi_1}^{\phi_n} \cos \varphi r_0 dr_0}. \quad (1.23)$$

Použitím identity $\cos \varphi = 1/\sqrt{1 + \tan^2 \varphi}$, do níž dosadíme $\tan \varphi = \frac{r_0 - r_m}{x_0}$, získáme následující vztah

$$c_0 = \frac{\dot{M}_p \nu_0}{2\pi x_0 \int_{r_{01}}^{r_{0n}} \frac{r_0 dr_0}{\sqrt{x_0^2 + (r_0 - r_m)^2}}}. \quad (1.24)$$

Integrál z rovnice 1.24 lze vyčíslit jako

$$\int_{r_{01}}^{r_{0n}} \frac{r_0 dr_0}{\sqrt{x_0^2 + (r_0 - r_m)^2}} = \left[\sqrt{x_0^2 + (r_0 - r_m)^2} \right]_{r_{01}}^{r_{0n}} + r_m \left\{ \ln \left[\sqrt{x_0^2 + (r_0 - r_m)^2} + (r_0 - r_m) \right] \right\}_{r_{01}}^{r_{0n}}.$$

Rozložení měrného hmotnostního průtoku páry ve vstupní vztažné rovině χ_0 určíme z vypočtené hodnoty c_0 a ze zadaného měrného objemu ν_0 z rovnice 1.21.

Dále následuje volba stupně kinematické reakce ρ_k , a to tak, aby na patním průměru lopatky byla malá kladná reakce¹¹. Minimalizaci ztráty výstupní rychlosti páry z lopatkové řady zaručíme umístěním absolutní rychlosti na výstupu z oběžné mříže do meridiálního¹² směru. Takto minimalizovaná ztráta výstupní rychlosti není stejná po celé délce lopatky, ale pouze v jednom bodě. Pro minimální ztrátu výstupní rychlosti přibližně uprostřed délky lopatky musí mít absolutní výstupní rychlost u paty lopatky malou odstředivou složku c_{2u} .

¹¹kvůli pokrytí třecích ztrát vzniklých vlivem tření páry o lopatku

¹²meridiála je rovina procházející osou rotace turbíny

U paty lopatky rozdělíme tepelný spád tak, že na proudové ploše ϕ_1 zvolíme tlak p_1 . Z energetické rovnice vypočítáme rychlost c_1 , určíme měrný objem páry v_1 a dle rovnice 1.17 určíme axiální složku absolutní rychlosti takto $c_{1a} = \left(\frac{c_a}{v}\right)_1 v_1$.

Meridiální rychlost určíme ze vztahu $c_{1m} = \frac{c_a}{\cos \varphi} = \frac{c_r}{\sin \varphi}$, Společně s obvodovou rychlostí u_1 nám c_{1m} doplní rychlostní trojúhelník rozváděcí lopatkové řady. Z něho získáme velikosti jednotlivých složek rychlostí i odpovídající úhly proudu α_1, β_1 . Platí rovnice

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{c_{1m}}{c_1} \right), \quad (1.25)$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_{1m}}{c_{1u} - u_1}, \quad (1.26)$$

kde $c_{1u} = \frac{c_{1m}}{\tan \alpha_1}$. Úhly rychlostí promítnutých do roviny určené složkami c_{1u}, c_{1a} určíme ze vztahů

$$\tan \alpha'_1 = \frac{c_a}{c_u} = \frac{\tan \alpha_1}{\cos \varphi}, \quad (1.27)$$

$$\tan \beta'_1 = \frac{c_a}{w_u} = \frac{\tan \beta_1}{\cos \varphi}, \quad (1.28)$$

Dále určíme relativní rychlost na výstupu z rozváděcí mříže

$$w_1 = \frac{c_{1m}}{\sin \beta_1} = \sqrt{c_{1m}^2 + (c_{1u} - u_1)^2}. \quad (1.29)$$

Výstupní rychlostní trojúhelník řešíme podobným způsobem. Z rovnice zachování energie vypočteme relativní rychlost na výstupu z oběžné mříže w_2 , určíme měrný objem páry v_2 a z rovnice 1.17 vypočteme $c_{2a} = w_{2a} = \left(\frac{c_a}{v}\right)_2 v_2$. Relativní meridiální rychlost w_{2m} a obvodová rychlost u_2 doplňují výstupní rychlostní trojúhelník oběžné řady vztahy

$$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{w_{2m}}{w_2} \right), \quad (1.30)$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{w_{2m}}{w_{2u} - u_2}, \quad (1.31)$$

přičemž $w_{2u} = \frac{w_{2m}}{\tan \beta_2}$. Určíme úhly rychlostí promítnutých do roviny určené složkami c_{1u}, c_{1a} . Absolutní rychlost na výstupu z oběžné mříže pak vyjádříme jako

$$c_2 = \frac{w_{2m}}{\sin \alpha_2} = \sqrt{c_{2m}^2 + (w_{2u} - u_2)^2}. \quad (1.32)$$

Takto vypočítaný výstupní rychlostní trojúhelník zkontrolujeme, zda vyhovuje zmiňovaným požadavkům. Zkontrolujeme, zda úhly proudu na výstupu vycházejí příznivě. Pokud tomu tak není, je nutno opravit volbu reakce φ , nebo upravit poměrné geometrické veličiny n_1, n_2 a m změnou geometrických rozměrů stupně.

Ze známých termodynamických a aerodynamických veličin na ϕ_1 určíme hodnoty těchto veličin na ϕ_2 . Rozložení tlaku ve vztahné ploše χ_1 , tj. v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou

řadou, určíme z tlakového gradientu $\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_1}$ postupnou aproximací použitím diferenčních poměrů. V rovnici tlakového gradientu

$$\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_1} = \rho \left(\frac{c_{1u}^2}{r_1} - 2c_r \frac{\Delta c_r}{\Delta r} \right), \quad (1.33)$$

ve které ρ je hustota páry, přibližně odhadneme podíl

$$\frac{\Delta c_r}{\Delta r} = \frac{c_{1a} (\tan \varphi_n - \tan \varphi_1)}{r_{1n} - r_{11}}. \quad (1.34)$$

Tlakový přírůstek v mezeře mezi plochami ϕ_1 a ϕ_2 určíme předběžně jako

$$p_{12} - p_{11} = \left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_1} (r_{12} - r_{11}). \quad (1.35)$$

Tlakem p_{12} jsou určeny proudové poměry na výstupu z rozváděcí mříže na proudové ploše ϕ_2 . Jedná se o obdobný výpočet jako pro proudovou plochu ϕ_1 . Ze složek rychlosti c_{1u} , c_{1r} a z diferenčního poměru

$$\frac{\Delta c_r}{\Delta r} = \frac{c_{1r2} - c_{1r1}}{r_{12} - r_{11}} \quad (1.36)$$

určíme tlakový gradient $\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_2}$. Jako novou opravenou hodnotu přírůstku tlaku ve vztažné rovině χ_1 mezi proudovými plochami ϕ_1 a ϕ_2 vezmeme

$$p_{12} - p_{11} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_1} + \left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_{\phi_2} \right] (r_{12} - r_{11}). \quad (1.37)$$

Pro nově opravenou hodnotu tlaku p_{12} určíme znovu rychlostní trojúhelník, vypočítáme tlakový gradient a kontrolujeme přírůstek tlaku. Řešení rychle konverguje a obvykle vyhovuje již první opravená hodnota přírůstku tlaku. Průběh tlakového gradientu bývá dosti plochý. Lineární interpolace průběhu tlakového gradientu dostatečně vyhovuje.

Výše popsaným postupem pokračujeme v celém rozsahu vztažné plochy χ_1 až po vnější proudovou plochu ϕ_n . Pro výpočet rozložení tlaku za stupněm můžeme zvolit stejný postup. Statický tlak p_2 za stupněm lze s dostatečnou přesností považovat za konstantní po celé délce lopatky vlivem velmi malé obvodové složky absolutní rychlosti c_{2u} .

Ztrátu výstupní rychlostí určíme ze vztahu

$$z_c = \frac{\pi}{\dot{M}_p} \int_{r_{21}}^{r_{2n}} \left(\frac{c_a}{v} \right)_2 c_2^2 r_2 dr_2. \quad (1.38)$$

Obvodový výkon je dán vztahem

$$P_u = 2\pi \left[\int_{r_{11}}^{r_{1n}} \left(\frac{c_a}{v} \right)_1 u_1 c_{1u} r_1 dr_1 - \int_{r_{21}}^{r_{2n}} \left(\frac{c_a}{v} \right)_2 u_2 c_{2u} r_2 dr_2 \right]. \quad (1.39)$$

Kapitola 2

Výpočet turbíny

ZADÁNÍ

Výpočet turbíny provádíme na základě vstupních a výstupních parametrů páry daných zadávající firmou.

Parametr	Definice
$p_0 = 5,7 \text{ bar}$	jmenovitý tlak páry na rychlozávěrném ventilu
$t_0 = 189^\circ\text{C}$	jmenovitá teplota páry na RZV
$\dot{M}_p = 60 \text{ t/hod}$	jmenovitý hmotnostní průtok páry turbínou
$p_2 = 0,088 \text{ bar}$	jmenovitý tlak páry za lopatkami na konci expanze
$n = 6050 \text{ ot/min}$	otáčky turbíny
$D_A = 970 \text{ mm}$	střední průměr regulačního stupně A-kola
$D_R = 1088 \text{ mm}$	střední průměr posledního stupně stupňové části R-kola
$F_a = 40 \text{ kN}$	maximální dovolená axiální síla

Dále odečteme z X Steam Tables

$i_0 = 2828,1 \text{ kJ/kg}$	entalpie páry na vstupu do turbíny (pro 570 kPa, 189°C)
$s = 6,94 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$	entropie páry na vstupu do turbíny (pro 570 kPa, 2828,1 kJ/kg)
$i_2 = 2183,6 \text{ kJ/kg}$	entalpie páry na výstupu z turbíny (pro 8,8 kPa, 6,94 kJ/kg·K)
$t_s = 43,3^\circ\text{C}$	teplota syté páry na konci expanze
$x = 83,5 \%$	suchost páry na konci expanze (pro 8,8 kPa, 2183,6 kJ/kg)

Celkový izoentropický¹ spád stanovíme z rovnice

$$H = i_1 - i_2 = 2828,1 - 2183,6 = 644,5 \text{ kJ/kg},$$

a vnitřní izoentropický výkon je roven

$$P = \dot{M}_p H = (60/3,6) \cdot 644,5 = 10\,741 \text{ kW}.$$

¹bezztrátový

2.1 Regulační stupeň

Předběžný termodynamický výpočet turbíny začínáme výpočtem regulačního stupně. Regulační stupeň RS² má menší obvodovou účinnost než stupeň s přetlakovým lopatkováním. Umožňuje však použít delší lopatky v prvních stupních přetlakového lopatkování vlivem většího nárůstu měrného objemu páry.

Vypočteme obvodovou rychlost regulačního stupně u na středním průměru takto

$$u = \pi D_A n = \pi \cdot 0,970 \cdot \frac{6050}{60} = 307 \text{ m/s},$$

kde D_A je střední průměr regulačního stupně, n jsou otáčky turbíny. Z pevnostního hlediska je maximální dovolená obvodová rychlost pro A-kolo³ $u_{\max} = 320 \text{ m/s}$. Hodnota nebyla překročena, a proto můžeme pokračovat ve výpočtu.

Rychlostní poměr u/c_{1iz} , kde c_{1iz} je teoretická izoentropická absolutní rychlost páry na výstupu ze statorové řady (dýzy), má pro A-kolo optimální hodnoty⁴ v rozsahu $\langle 0,4, 0,5 \rangle$. Volím $u/c_{1iz} = 0,52$. Odtud platí

$$c_{1iz} = \frac{u}{u/c_{1iz}} = \frac{307}{0,52} = 591 \text{ m/s}.$$

Absolutní rychlost páry na vstupu do dýz, rovnající se přibližně rychlosti páry v přívodním potrubí c_0 , bývá v rozmezí $\langle 30; 50 \rangle \text{ m/s}$, volím $c_0 = 50 \text{ m/s}$. Izoentropický spád zpracovaný RS je

$$h_{iz} = \frac{c_{1iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{1}{2} (591^2 - 50^2) = 173,3 \text{ kJ/kg}.$$

Entalpie páry za regulačním stupněm při izoentropické expanzi

$$i_{RS} = i_0 - h_{iz} = 2828,1 - 173,3 = 2654,7 \text{ kJ/kg}.$$

Tlak páry za regulačním stupněm určíme z X Steam Tables pro i_{RS} je roven $p_{RS} = 225,7 \text{ kPa}$. Kritický tlakový poměr nerozšířené dýzy pro sytou vodní páru je $\pi_{KR} = p_{KR}/p_0 = 0,577$. Odtud je

$$p_{KR} = \pi_{KR} p_0 = 0,577 \cdot 5,7 \cdot 100 = 328,9 \text{ kPa}.$$

Jelikož tlak za regulačním stupněm je menší než tlak kritický, bude docházet ke kritickému proudění, což způsobí odklon proudu páry při výtoku z dýzy. Z tohoto důvodu je vhodné použít rozšířenou dýzu. Úhel absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcí mříže $\alpha_1 = 11^\circ$ volím z rozmezí $\langle 11; 13 \rangle^\circ$.

Ztrátu ve statoru regulačního stupně určím pomocí $\varphi = 0,917$, jež je zvolený rychlostní součinitel dle zadání firmy. Ztrátu lze tedy vyjádřit jako

$$z_0 = (1 - \varphi^2) h_{iz} = (1 - 0,917^2) \cdot 173,3 = 27,6 \text{ kJ/kg}.$$

Entalpie páry za statorem RS včetně ztráty je rovna

$$i_{RS} + z_0 = 2654,7 + 27,6 = 2682,3 \text{ kJ/kg}.$$

²regulační stupeň

³akční, rovnotlakové lopatkování

⁴snaha o dosažení maximální účinnosti, resp. maximálního výkonu stupně

Určíme tlak páry za regulačním stupněm $p_1 = 205 \text{ m}^3/\text{kg}$ a měrný objem páry včetně ztráty ve statoru $v_1 = 0,8557 \text{ m}^3/\text{kg}$, dle X Steam Tables pro 205 kPa, 2682,3 kJ/kg. Z rovnice kontinuity je délka výstupní hrany rozváděcí lopatky (dýzy) při totálním ostříku⁵

$$l_{0t} = \frac{\dot{M}_p v_1}{\pi D_A c_A} = \frac{\dot{M}_p v_1}{\pi D_A c_{1iz} \varphi \sin \alpha} = \frac{\frac{60}{3,6} \cdot 0,8557}{\pi \cdot \frac{970}{1000}} \cdot 591 \cdot 0,917 \cdot \sin 11 = 0,0453 \text{ m},$$

kde v_1 je měrný objem páry. Tato délka lopatky při totálním ostříku je větší než minimální délka $l_{\min} = 0,012 \text{ m}$. Délka lopatky proto vyhovuje a můžeme pokračovat ve výpočtu. Stupeň parciálního ostříku je dle zadání firmy $e = \frac{\varepsilon}{360} = 0,81$, kde ε je úhel ostříknutého obvodu RS. Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při parciálním ostříku je rovna

$$l_0 = l_{0t} / \varepsilon = 0,0453 / 0,81 = 0,056 \text{ m}.$$

Určíme experimentální konstantu A-kola $c/a = 0,1467$. Můžeme vyčíslit součinitel

$$\delta = \frac{c}{a} \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} D_A^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{\left(\frac{307}{591}\right)}{\left(\frac{6050}{1000}\right)^{0,2} \cdot \left(\frac{970}{1000}\right)^{0,5}} = 0,054,$$

kde u je obvodová rychlost na středním průměru, n jsou otáčky, u/c_{iz} je rychlostní poměr. Dále potřebujeme znát experimentální konstantu $b/a = 0,0398$ a součinitel zohledňující dělení parciálního ostříku $s_1 = 2$. Odtud součinitel α je roven

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_A}{\frac{b}{a} s_1 + \delta D_A}} = \sqrt{\frac{\frac{970}{1000}}{0,0398 \cdot 2 + 0,054 \cdot \frac{970}{1000}}} = 2,71,$$

kde D je střední průměr lopatkování.

Stanovení předběžné účinnosti regulačního stupně

Optimální délku rozváděcí lopatky RS vypočteme

$$l_{\text{opt}} = \alpha \sqrt{l_{0t}} = 2,71 \cdot \sqrt{4,53} = 5,8 \text{ cm},$$

kde α je součinitel a l_{0t} je délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při parciálním ostříku. Redukovanou délku lopatky určíme ze vztahu

$$L_{\text{red}} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{\text{opt}}}\right)^2 - \delta l_0} = \frac{5,6}{1 + \left(\frac{5,6}{5,8}\right)^2 - 0,054 \cdot 5,6} = 3,4 \text{ cm},$$

⁵pára je na oběžné kolo přiváděná po celém obvodu

kde l_0 je skutečná délka rozváděcí lopatky, l_{opt} je optimální délka rozváděcí lopatky, δ je součinitel. Redukovanou obvodovou účinnost RS η_u^{RS} stanovíme z [3, str. 7] dle grafu závislosti rychlostního poměru u/c_{iz} a redukované délky rozváděcí lopatky L_{red} takto: $\eta_u = 0,84$, pro $u/c_{iz} = 0,52$ a $L_{red} = 34$ mm. Absolutní hodnotu ztráty třením a ventilací vypočteme z rovnice

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M}_p v_1} = \frac{13}{16,67 \cdot 0,8557} = 0,9 \text{ kJ/kg},$$

kde \dot{M}_p je hmotnostní průtok páry stupněm, v_1 je měrný objem páry po průchodu stupněm a k je součinitel určený z grafu závislosti otáček rotoru n na středním průměru regulačního stupně D_A , který je uvedený v [3, str. 8]. Hodnotu součinitele k jsme určili pro $n = 100,8 \text{ s}^{-1}$ a pro $D_A = 0,97 \text{ m}$.

Poměrnou ztrátu třením a ventilací stanovíme ze vztahu

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{0,9}{173,3} = 0,0053$$

kde h_{iz} je izoentropický spád zpracovaný RS. Vnitřní neboli termodynamickou účinnost RS vypočteme ze vztahu $\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,84 - 0,0053 = 0,835$. Skutečný tepelný spád na stupeň určíme ze vztahu

$$h_i = h_{iz} \eta_{tdi} = 173,3 \cdot 0,835 = 144,7 \text{ kJ/kg}.$$

Stanovíme vnitřní výkon RS z rovnice

$$P_i^{rs} = \dot{M}_p h_i = 16,67 \cdot 144,7 = 2412 \text{ kW}.$$

2.2 Stupňová část

Zvolíme střední Parsonsovo číslo. Tento koeficient vyjadřuje kvalitu turbíny, kde nízké Parsonsovo číslo představuje levnou turbínu, s nižší účinností, nižším výkonem a s menším počtem stupňů. Pro vyšší Parsonsovo číslo platí opak. Parsonsovo číslo volíme v rozmezí hodnot $\langle 0,6; 0,85 \rangle$ takto $Pa_s = 0,8$.

Očekávaný pokles Parsonsova čísla u prvního a posledního stupně SČ⁶ oproti střední hodnotě Pa_s je v rozmezí $\langle 5; 10 \rangle \%$. Zvolíme tedy Parsonsovo číslo prvního stupně

$$Pa_1 = 0,95 \cdot Pa_s = 0,95 \cdot 0,8 = 0,76.$$

Zvolíme úhel absolutní rychlosti na vstupu do SČ $\alpha_1 = 16^\circ$ z rozmezí $\langle 13; 18 \rangle^\circ$.

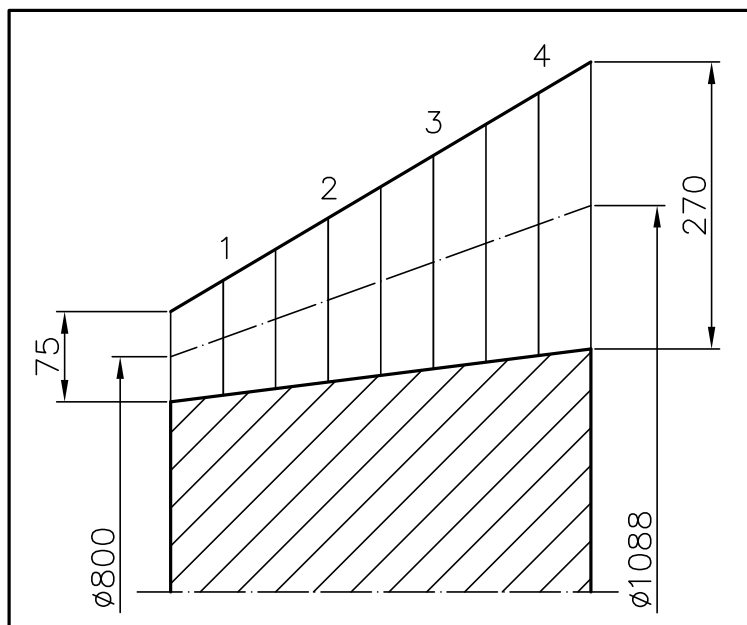
Na základě vypočteného Pa_1 a zvoleného α_1 odečteme z diagramu pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u , uvedeného v [3, str. 40], že $(c_a/u)_1 = 0,3$, kde c_a je neznámá axiální složka absolutní rychlosti a u je neznámá obvodová rychlost.

Zvolíme střední průměr prvního stupně SČ s ohledem na minimální délku lopatky prvního stupně $l_{min} = 30 \text{ mm}$ takto $D_1 = 0,8 \text{ m}$. Vypočteme obvodovou rychlost prvního stupně

$$u_1 = \pi D_1 n = \pi \cdot 0,8 \cdot 100,8 = 253 \text{ m/s},$$

⁶stupňová část turbíny

Obrázek 2.1: Náčrt průtočného kanálu (inspirováno [3])



kde D je střední průměr prvního stupně a n jsou otáčky turbíny. Hodnota obvodové rychlosti překročila limit 200 m/s, který je stanoven pro bubnový rotor na vnitřním průměru lopatkování. I po překročení tohoto omezení pokračuji ve výpočtu.

Axiální složku absolutní rychlosti páry na vstupu do stupňové části určíme z rovnice

$$c_{1a} = 0,3 \cdot u_1 = 0,3 \cdot 253 = 76 \text{ m/s.}$$

Měrný objem páry na vstupu do prvního stupně určíme pro tlak $p_1 = 205 \text{ kPa}$ a entalpii $i_1 = 2682,3 \text{ kJ/kg}$ takto $v_1 = 0,8557 \text{ m}^3/\text{kg}$. Délku první lopatky vypočteme z rovnice kontinuity

$$l_1 = \frac{\dot{M}_p v_1}{c_{1a} D_1 \pi} = \frac{16,67 \cdot 0,8557}{76 \cdot 0,8 \cdot \pi} = 0,075 \text{ m.}$$

Vypočteme poměr $(l/D)_1 = 0,075/0,8 = 0,09$. Pokud je hodnota l/D pod rozmezím hodnot $\langle 0,1; 0,14 \rangle$, pak se v tomto stupni použije prizmatická lopatka⁷.

Stejný postup výpočtu jako pro první stupeň aplikujeme na výpočet posledního stupně SČ turbíny. Zvolíme úhel absolutní rychlosti na výstupu z posledního stupně $\alpha_n = 36^\circ$.

Dále určíme Parsonsovo číslo posledního stupně $Pa_n = Pa_1 = 0,76$.

Na základě známého Pa_n a zvoleného α_n odečteme z diagramu pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u poměr $(c_a/u)_n = 0,76$.

Obvodovou rychlost posledního stupně vypočteme ze středního průměru posledního stupně $D_n = 1,088 \text{ m}$, jehož hodnota vychází ze zadání, takto

$$u_n = \pi D_n n = \pi \cdot 1,088 \cdot 100,8 = 345 \text{ m/s.}$$

⁷ nezkroucená lopatka

Určíme axiální složku absolutní rychlosti páry na výstupu z posledního stupně

$$c_{an} = 0,76 \cdot u_n = 0,76 \cdot 345 = 262 \text{ m/s.}$$

Měrný objem páry na výstupu z posledního stupně určíme pro tlak $p_n = 8,8 \text{ kPa}$ a entalpii $i_n = 2282 \text{ kJ/kg}$ jako $v_n = 14,4936 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Délku výstupní hrany lopatky posledního stupně určíme z rovnice

$$l_n = \frac{\dot{M}_p v_n}{c_{an} D_n \pi} = \frac{16,67 \cdot 14,4936}{262 \cdot 1,088 \cdot \pi} = 0,270 \text{ m.}$$

Vyčíslením podílu $(l/D)_n = 0,270/1,088 = 0,25$ zjistíme, že jeho hodnota je větší než $\langle 0,1; 0,14 \rangle$, a proto bude výhodné použít zkrácenou oběžnou lopatku.

Izoentalpický spád stupňové části je

$$h_{iz}^{sc} = i_0 - i_{2iz} - h_{iz}^{rs} = 2828,1 - 2183,6 - 173,3 = 471 \text{ kJ/kg.}$$

Střední obvodovou rychlost stupňové části určíme z rovnice

$$u_s = \pi \left(\frac{D_1 + D_n}{2} \right) n = \pi \cdot \left(\frac{0,8 + 1,088}{2} \right) \cdot 100,8 = 299 \text{ m/s.}$$

Určíme počet stupňů SČ tak, že

$$z = \frac{Pa_s h_{iz}^{sc}}{u_s^2} = \frac{0,8 \cdot 471}{299^2} = 4,2 \text{ ks,}$$

vhodně zaokrouhlíme, v našem případě na $z = 4 \text{ ks}$.

Ztráta radiální mezerou

Nejprve určíme vnější průměr lopatkování prvního stupně

$$D_{v1} = D_1 + l_1 = 0,8 + 0,075 = 0,875 \text{ m,}$$

kde D_1 je střední průměr lopatkování prvního stupně a l_1 je délka lopatky prvního stupně. Dále $x_1 = 0,3 \text{ mm}$ je výrobní tolerance vybraná dle [3] z tabulky 5.4 pro radiální vůli k_1 v rozmezí hodnot $\langle 0,8; 1,2 \rangle$.

Určíme přesnou hodnotu radiální vůle prvního stupně dle rovnice

$$k_1 = \frac{D_{v1}}{1000} + x_1 = \frac{0,875}{1000} + 0,3 = 1,2 \text{ mm.}$$

Ztráta radiální mezerou prvního stupně

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,2}{0,075} \cdot 4,5 = 0,09.$$

Stejný postup výpočtu opakujeme pro vnější průměr lopatkování posledního stupně

$$D_{vn} = D_n + l_n = 1,088 + 0,270 = 1,357 \text{ m,}$$

kde index n označuje poslední stupeň. Dle literatury [3] z tabulky 5.4 pro radiální vůli k_n v rozmezí hodnot $\langle 0,8; 1,2 \rangle$ je výrobní tolerance rovna $x_n = 0,3$ mm.

Určíme přesnou hodnotu radiální vůle posledního stupně dle rovnice

$$k_n = \frac{D_{vn}}{1000} + x_n = \frac{1,357}{1000} + 0,3 = 1,7 \text{ mm.}$$

Ztrátu radiální mezerou posledního stupně vypočteme z rovnice

$$\xi_{kn} = \frac{0,3 + k_n}{l_n} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,7}{0,270} \cdot 4,5 = 0,03.$$

Výslednou ztrátu radiální mezerou vypočteme jako aritmetický průměr

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{kn}}{2} = \frac{0,09 + 0,03}{2} = 0,06.$$

Ztráta rozvějířením lopatek

Nejprve určíme ztrátu rozvějířením lopatek prvního stupně

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1} \right)^2 = \left(\frac{0,075}{0,800} \right)^2 = 0,009,$$

kde D_1 je střední průměr lopatkování prvního stupně. Dále určíme ztrátu rozvějířením lopatek posledního stupně

$$\xi_{vn} = \left(\frac{l_n}{D_n} \right)^2 = \left(\frac{0,270}{1,088} \right)^2 = 0,061.$$

Výsledná ztráta rozvějířením lopatek je aritmetickým průměrem

$$\xi_v = \left(\frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} \right) = \left(\frac{0,009 + 0,061}{2} \right) = 0,035.$$

Ztráta vlhkostí páry

Zvolíme vlhkost páry x_n na konci expanze za posledním stupněm při předpokládané účinnosti expanze páry $\eta = 80\%$ takto $x_n = 0,875$.

$$\xi_x = \left(1 - \frac{1 + \xi_n}{2} \right) \frac{h_x}{h_{iz}} = \left(1 - \frac{1 + 0,875}{2} \right) \cdot \frac{471}{471} = 0,0625,$$

kde h_x je entalpický spád části expanze v mokré páře, h_{iz} je izoentropický spád.

Vnitřní účinnost přetlakového lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí

Pro zvolené střední Parsonsovo číslo $Pa_s = 0,8$ odečteme dle [3] z tabulky 5.16 účinnost přetlakových stupňů takto $\eta_\infty = 0,95$. Zvolíme rovněž součinitel zpětného využití ztrát f ,

jež se pohybuje v rozmezí hodnot $\langle 0,02; 0,08 \rangle$, takto $f = 0,057$. Potom vnitřní účinnost přetlakových stupňů určíme z rovnice

$$\begin{aligned}\eta_i &= \eta_\infty (1 + f) (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) \\ &= 0,95 \cdot (1 + 0,057) \cdot (1 - 0,06 - 0,035 - 0,0625) \\ &= 0,845,\end{aligned}$$

kde ξ_k , ξ_v , ξ_x jsou ztráty radiální mezerou, rozvějířením lopatek a vlhkostí páry.

Pro výpočet ztráty výstupní rychlostí musíme nejprve vypočítat absolutní výstupní rychlost páry z oběžné řady takto

$$c_{2n} = c_{an} \sqrt{\left[\cot \alpha_{1n} - \left(\frac{u}{c_a} \right)_n \right]^2 + 1} = 262 \cdot \sqrt{\left[\cot 36 - \left(\frac{1}{0,76} \right) \right]^2 + 1} = 262 \text{ m/s}.$$

Odtud ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{262^2}{2} = 34 \text{ kJ/kg}.$$

Skutečný entalpický spád stupňové části turbíny určíme ze vztahu

$$h_i = h_{iz} \eta_i - z_c = 471 \cdot 0,845 - 34 = 364 \text{ kJ/kg}.$$

Vnitřní výkon stupňové části přetlakového lopatkování je roven

$$P_i^{sc} = h_i \dot{M}_p = 364 \cdot 16,67 = 6062 \text{ kW}.$$

Celkový výkon turbíny je součet výkonů regulačního stupně a stupňové části

$$P_c = P_i^{rs} + P_i^{sc} = 2412 + 6062 = 8474 \text{ kW}.$$

2.3 Skupina přetlakových stupňů

Do této chvíle jsme získali následující údaje:

- a. průměr a délku lopatky prvního a posledního stupně,
- b. počet stupňů ve skupině a
- c. expanzní čáru, její počáteční a koncový bod a průběh.

Postup výpočtu skupiny přetlakových stupňů metodou c_a/u :

1. Nakreslíme průtočný kanál skupiny přetlakových stupňů v libovolném měřítku axiální délky (nezáleží na šířce lopatek). Průtočný kanál rozdělíme na z dílů. To odpovídá určitému počtu stupňů (v našem případě na 4 díly) a uprostřed každého stupně zakreslíme vztažnou rovinu stupně (střed axiální mezery mezi statorem a rotorem).
2. Expanzní čáru v i - s znázorňující expanzi ve skupině přetlakových stupňů rozdělíme na počet částí shodný s počtem stupňů z (rovnoměrně, protože zatím neznáme skutečné tepelné spády na jednotlivé stupně). Z i - s diagramu odečteme hodnoty tlaků p a měrných objemů v pro jednotlivé spády.

Tabulka 2.1: Tabulka hodnot pro výpočet rozměru kanálu

veličina	1	2	3	4	rozměr
g_s	–	40	81	–	mm
g	–	24	48	–	mm
g_p	–	8	15	–	mm
$D_s/2$	437	518	598	679	mm
$D/2$	400	448	496	544	mm
$D_p/2$	363	378	394	409	mm
l	75	140	205	270	mm
x	50	150	250	350	mm

Popis k tabulce 2.1: g je radiální nárůst poloměrů vlivem rozšiřování průtočného kanálu, l je délka lopatky ve vztažné rovině, x je horizontální vzdálenost počátku souřadnicového systému od vztažné roviny a $D/2$ je poloměr. Indexy: s je na špičce, p je patní.

3. Z odečtených hodnot sestojíme p – v diagram. Na osu x nanášíme součet dílčích izoentropických spádů Σh_{iz} , který je větší o reheat faktor f než celkový spád h_{iz}^{sc} stupňové části.

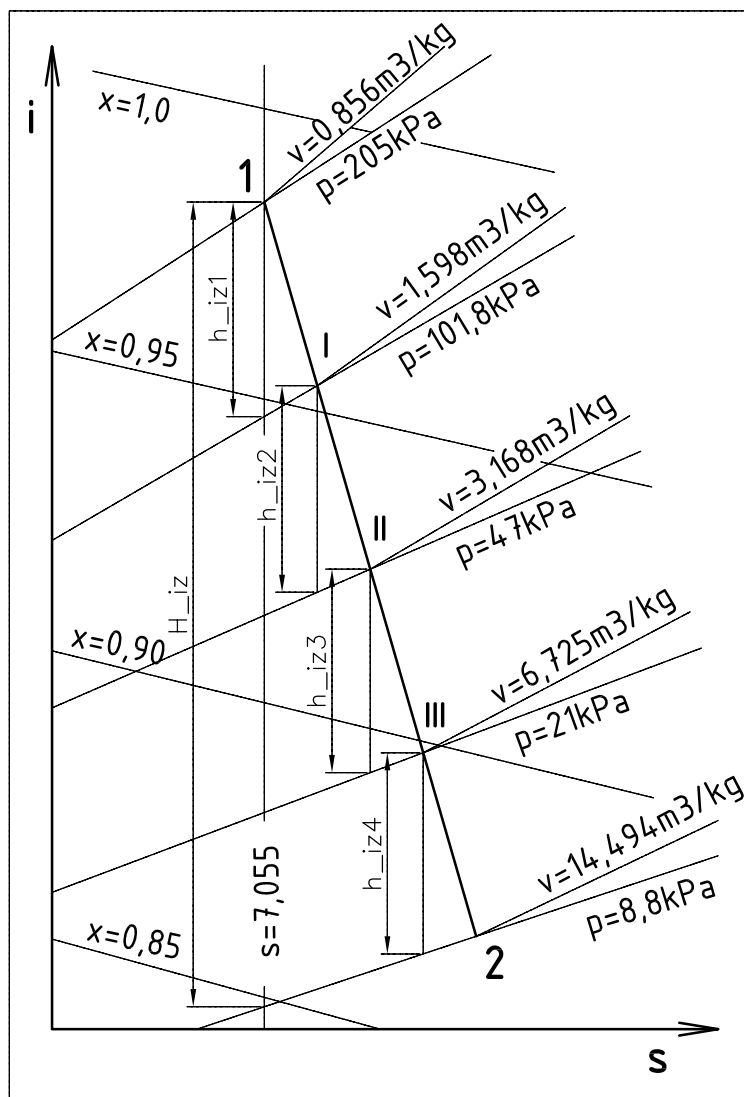
Průtočný kanál

Na základě vstupních údajů, které máme k dispozici, jsme schopni načrtnout tvar průtočného kanálu. Můžeme k tomu využít program AutoCAD nebo můžeme použít tabulkový procesor Excel, s jehož pomocí dokážeme při změně průměru a délky lopatky prvního a posledního stupně reagovat na změny rozměrů průtočného kanálu. Tímto získáme i hledaný průměr a délku lopatky dvou vztažných rovin, které potřebujeme k dalšímu výpočtu. Počítaný průtočný kanál můžeme vidět na obrázku 2.3.

Při sestavování rovnic nemusíme znát axiální délku jednotlivých stupňů ani celé stupňové části. Nejprve tedy určíme patní průměr D_p a průměr na špičce D_s prvního a posledního stupně, resp. první a čtvrté vztažné roviny. Z těchto údajů vypočteme úhly rozšiřování kanálu na patním průměru λ_p , na středním průměru λ a na průměru u špičky lopatky λ_s . Dále zvolíme axiální vzdálenost od první vztažné roviny ve směru proudění páry, ve které předpokládáme umístění vztažné roviny. V našem případě se jedná o vzdálenost $b = 100$ mm od první vztažné roviny. Na základě úhlů λ_p , λ , λ_s a axiální vzdálenosti b jsme schopni určit elementy g , o které se zvětší poloměry D_p , D a D_s . Z těchto údajů vypočteme délku lopatky a střední průměr druhé vztažné roviny. Stejným způsobem postupujeme ke třetí vztažné rovině. Výsledky takto propočítaného kanálu jsou znázorněny v tabulce 2.1 a grafické znázornění na obrázku 2.3.

Expanzní čára

Na obrázku 2.2 je znázorněn průběh expanze páry ve stupňové části. Expanzní čára je ohraničena body 1 a 2, ve kterých známe stav páry z předběžného výpočtu. Rozdělením expanzní čáry na 4 stejně dlouhé úseky jsme získali 3 nové body, I, II a III. Pro tyto body určíme tlak p a měrný objem v . Soubor hodnot odečtených z i – s diagramu najdeme v tabulce 2.2.



Obrázek 2.2: Diagram i-s stupňové části

Tabulka 2.2: Stavy páry při rovnoměrně rozděleném entalpickém spádu

	1	I	II	III	2	rozměr
i_{iz}	–	2564,5	2446,8	2329,0	2211,2	kJ/kg
p	205,0	101,8	47	21	8,8	kPa
i	2682,0	2582,8	2483	2384	2284,2	kJ/kg
v	0,856	1,598	3,168	6,725	14,494	m³/kg
s	7,055	7,104	7,158	7,219	7,261	kJ/kg·K

Popis k tabulce: i_{iz} je entalpický spád při konstantní entropii, i je entalpický spád a s je entropie.

Diagram

Na základě stavů páry ve vybraných bodech expanzní čáry sestojíme $p-v$ diagram. K sestavení diagramu můžeme použít Excel, díky kterému budeme schopni reagovat na případné

změny vstupních údajů, stejně jak tomu bylo při tvorbě průtočného kanálu. Diagram je znázorněn na obrázku 2.4.

Na svislé osy p - v diagramu nanášíme tlak a měrný objem, a na vodorovnou osu nanášíme entalpický spád, jak je znázorněno v [3] na obrázku 5.13. V našem případě nanášíme spád

$$\Sigma h_{iz} = (1 + f) H_{iz} = (1 + 0,057) \cdot 471 = 498 \text{ kJ/kg},$$

kde součinitel zpětného využití ztrát f známe z předběžného výpočtu a H_{iz} je izoentropický spád stupňové části.

V p - v diagramu na obrázku 2.4 vidíme i regresní rovnice měrného objemu a tlaku. Sestavili jsme je, protože nám umožní pohotově reagovat na změny vstupních údajů, tedy na změny geometrických rozměrů průtočného kanálu, změnu entalpického spádu H_{iz} a změnu součinitele zpětného využití ztrát f . Regresní funkce jsou statistické funkce, jež vyznačené body proloží optimální křivkou, která však nemusí procházet uzlovými body. V Excelu vytvoříme ze zadaných bodů spojnicí trendu, vybereme polynomický trend a vybereme stupeň polynomu. V našem případě máme 5 uzlových bodů, tj. bod 1, I, II, III a 2. Aby křivka těmito pěti body procházela, vybereme polynom stupně 4, tzn. počet uzlových bodů mínus jedna. V programu můžeme nastavit polynom stupně maximálně 6. Tím jsme omezení na 7 uzlových bodů, což by představovalo přesné řešení nejvýše 6 stupňů stupňové části.

Dále se budeme zabývat regresní rovnicí měrného objemu, která je ve tvaru

$$v = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e,$$

kde a, b, c, d, e jsou koeficienty, jež potřebujeme určit pro sestavení regresní rovnice, a za x dosazujeme vzdálenost od začátku souřadného systému p - v diagramu, ve které chceme určit měrný objem. K vyčíslení neznámých koeficientů potřebujeme uzlové body, kterými jsou

x [kJ/kg]	v [m ³ /kg]
0,0	0,856
124,5	1,598
249,0	3,168
373,5	6,728
498,0	14,494

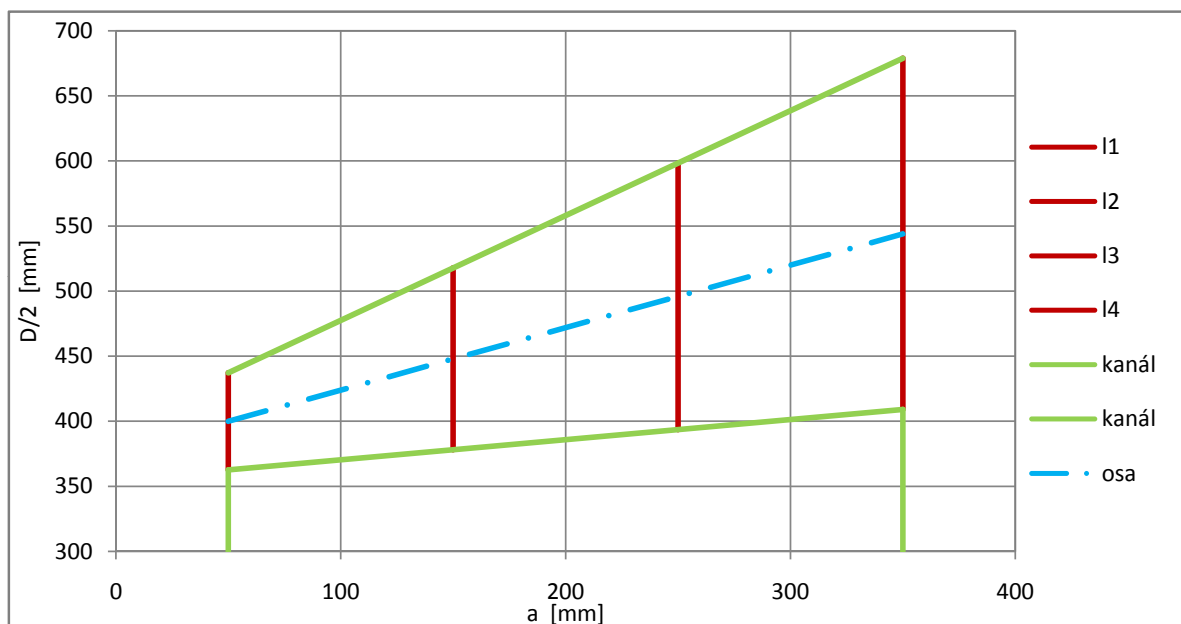
V tabulkovém procesoru Excel použijeme funkci LINREGRESE, která nám vypíše hledané koeficienty regresní rovnice měrného objemu. Koeficienty budou vepsány do pěti buněk vedle sebe, které si předem vybereme. Ve funkci nastavujeme uzlové body a stupeň polynomu. Funkce nám vrátila tyto koeficienty

a	b	c	d	e
$1,850 \exp^{-10}$	$-3,807 \exp^{-8}$	$2,085 \exp^{-5}$	0,004	0,856

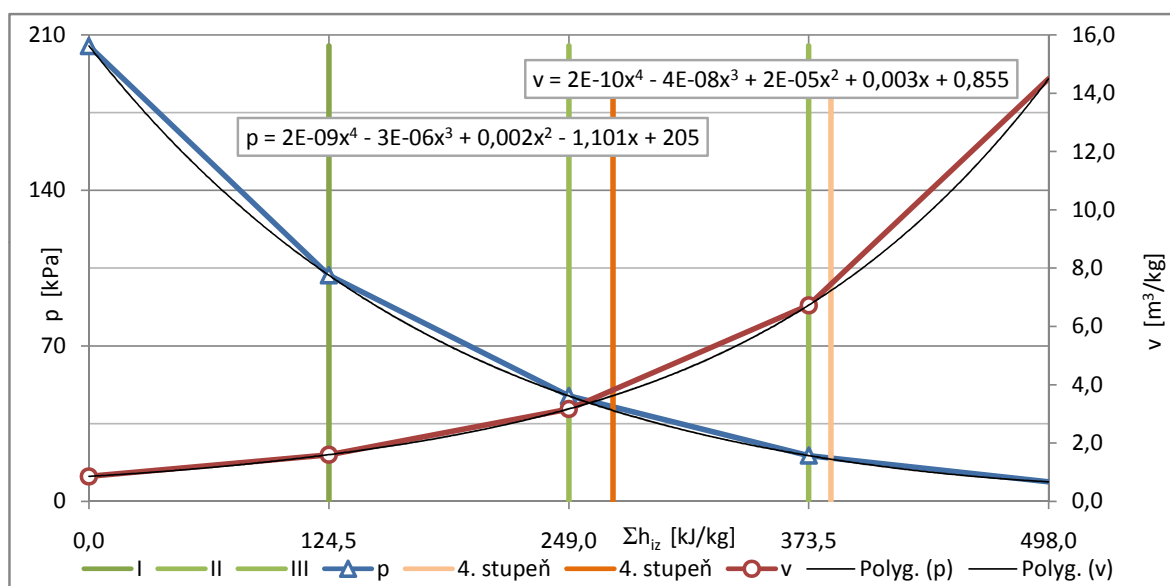
Regresní rovnice měrného objemu pak je

$$v = 1,850 \cdot \exp^{-10} \cdot x^4 - 3,807 \cdot \exp^{-8} \cdot x^3 + 2,085 \cdot \exp^{-5} \cdot x^2 + 0,004 \cdot x + 0,856.$$

Hodnota koeficientu e odpovídá počátečnímu měrnému objemu páry na vstupu do stupňové části. Nyní máme vše potřebné a můžeme přejít k samotnému výpočtu jednotlivých stupňů metodou c_a/u . Měrné objemy, které budeme používat, budou získávány pomocí regresní rovnice. Výpočet je vhodné začít od posledního stupně, tzn. od čtvrtého.



Obrázek 2.3: Grafický výstup programu na přepočet rozměrů kanálu (inspirováno [5])



Obrázek 2.4: p - v diagram (inspirováno [3])

2.3.1 Čtvrtý stupeň

Z předběžného výpočtu známe $D_4 = 1,088$ m, $l_4 = 0,270$ m. Vypočteme axiální průtočnou plochu

$$S_{4a} = \pi D_4 l_4 = \pi \cdot 1,088 \cdot 0,270 = 0,9222 \text{ m}^2.$$

Určíme obvodovou rychlost ve vztažné rovině

$$u_4 = \pi D_4 n = \pi \cdot 1,088 \cdot 100,8 = 345 \text{ m/s}.$$

Odhadneme entalpický spád na poslední stupeň $h_{4iz} = 226 \text{ kJ/kg}$. Odhadnutý spád dosadíme za x do regresní rovnice měrného objemu a zaneseme do diagramu, jak je vidět na obrázku 2.4. Pro poloviční hodnotu entalpického spádu $h_{4iz}/2 = 226/2 = 113 \text{ kJ/kg}$ určíme měrný objem ve vztažné rovině tak, že do rovnice regrese dosadíme za x_4 následující

$$x_4 = \Sigma h_{iz} - h_{4iz}/2 = 498 - 113 = 385 \text{ kJ/kg}.$$

Rovnice regrese vypadá takto

$$\begin{aligned} v_4 &= 1,850 \cdot \exp^{-10} \cdot 385^4 - 3,807 \cdot \exp^{-08} \cdot 385^3 + \\ &\quad 2,085 \cdot \exp^{-05} \cdot 385^2 + 0,004 \cdot 385 + 0,856 \\ &= 7,223 \text{ m}^3/\text{kg}. \end{aligned}$$

Z rovnice kontinuity vypočteme axiální absolutní rychlost takto

$$c_{4a} = \frac{\dot{M}_p v_4}{S_{4a}} = \frac{16,67 \cdot 7,223}{0,9222} = 131 \text{ m/s}.$$

Dále určíme poměr $(c_a/u)_4$ z rovnice

$$(c_a/u)_4 = \frac{131}{345} = 0,38.$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti ze statorových lopatek je $\alpha_1 = 16^\circ$ dle předběžného výpočtu. Volbu rychlostního součinitele $\varphi = 0,945$ provedeme podle literatury [3] a vypočteme

$$\lambda = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,945^2} - 1 = 0,12.$$

Nyní vypočítáme Parsonsovo číslo, které je ve tvaru

$$Pa_4 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \left(\frac{c_a}{u} \right)_4^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \frac{c_{4a}}{u_4} - 1} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 16} (0,38)^2 + \frac{2}{\tan 16} \cdot 0,38 - 1} = 0,54.$$

Z definice Parsonsova čísla vyplývá zpracovaný entalpický spád

$$(h_{4iz})_{vyp} = u^2 / (1000 \cdot Pa_4) = 345^2 / (1000 \cdot 0,54) = 222 \text{ kJ/kg}.$$

Jelikož je absolutní hodnota rozdílu vypočítaného entalpického spádu a původně odhadnutého spádu

$$\left| (h_{4iz})_{vyp} - h_{4iz} \right| = |222 - 226| \leq 5 \text{ kJ/kg},$$

můžeme pokračovat ve výpočtu pro třetí stupeň stupňové části turbíny. V opačném případě musíme odhadnout nový entalpický spád h_{4iz} a výpočet opakovat, dokud není rozdíl spádů splněn.

2.3.2 Třetí stupeň

Z předběžného výpočtu známe $D_3 = 0,992$ m, $l_3 = 0,205$ m. Vypočteme axiální průtočnou plochu

$$S_{3a} = \pi D_3 l_3 = \pi \cdot 0,992 \cdot 0,205 = 0,6381 \text{ m}^2.$$

Určíme obvodovou rychlost ve vztažné rovině

$$u_3 = \pi D_3 n = \pi \cdot 0,992 \cdot 100,8 = 314 \text{ m/s}.$$

Odhadneme entalpický spád na třetí stupeň $h_{3iz} = 88$ kJ/kg. Odhadnutou hodnotu dosadíme za x do regresní rovnice měrného objemu a zaneseme do diagramu. Pro poloviční hodnotu entalpického spádu posledního stupně $h_{3iz}/2 = 88/2 = 44$ kJ/kg určíme měrný objem ve vztažné rovině tak, že do rovnice regrese dosadíme za

$$x_3 = \Sigma h_{iz} - h_{4iz} - h_{3iz}/2 = 498 - 226 - 44 = 228 \text{ kJ/kg}.$$

Vypočítaný měrný objem má hodnotu $v_3 = 2,809$ m³/kg.

Z rovnice kontinuity vypočteme axiální absolutní rychlost takto

$$c_{3a} = \frac{\dot{M}_p v_3}{S_{3a}} = \frac{16,67 \cdot 2,809}{0,6381} = 73 \text{ m/s}.$$

Dále určíme poměr $(c_a/u)_3$ z rovnice

$$(c_a/u)_3 = \frac{73}{314} = 0,23.$$

Z předběžného výpočtu známe úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statorových lopatek $\alpha_1 = 15^\circ$. Z výpočtu stupně č. 4 známe $\lambda = 0,12$. Vypočítáme Parsonsovo číslo

$$Pa_3 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \left(\frac{c_a}{u} \right)_3^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \frac{c_{3a}}{u_3} - 1} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 15} (0,23)^2 + \frac{2}{\tan 15} \cdot 0,23 - 1} = 1,19.$$

Z definice Parsonsova čísla vyplývá zpracovaný entalpický spád

$$(h_{3iz})_{vyp} = u_3^2 / (1000 \cdot Pa_3) = 314^2 / (1000 \cdot 1,19) = 83 \text{ kJ/kg}.$$

Absolutní hodnota rozdílu vypočítaného a odhadnutého spádu

$$\left| (h_{3iz})_{vyp} - h_{3iz} \right| = |83 - 88| \leq 5 \text{ kJ/kg}.$$

Můžeme tedy pokračovat ve výpočtu pro druhý stupeň.

2.3.3 Druhý stupeň

Z předběžného výpočtu známe $D_2 = 0,896$ m, $l_2 = 0,140$ m. Vypočteme axiální průtočnou plochu

$$S_{2a} = \pi D_2 l_2 = \pi \cdot 0,896 \cdot 0,140 = 0,3932 \text{ m}^2.$$

Určíme obvodovou rychlost ve vztažné rovině

$$u_2 = \pi D_2 n = \pi \cdot 0,896 \cdot 100,8 = 284 \text{ m/s.}$$

Odhadneme entalpický spád na druhý stupeň $h_{2iz} = 80 \text{ kJ/kg}$. Odhadnutou hodnotu dosadíme za x do regresní rovnice měrného objemu a zaneseme do diagramu. Pro poloviční entalpický spád posledního stupně $h_{2iz}/2 = 80/2 = 40 \text{ kJ/kg}$ určíme měrný objem ve vztažné rovině tak, že do rovnice regrese dosadíme za

$$x_2 = \Sigma h_{iz} - h_{4iz} - h_{3iz} - h_{2iz}/2 = 498 - 226 - 88 - 40 = 144 \text{ kJ/kg.}$$

Vypočítaný měrný objem má hodnotu $v_2 = 1,772 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Z rovnice kontinuity vypočteme axiální absolutní rychlost takto

$$c_{2a} = \frac{\dot{M}_p v_2}{S_{2a}} = \frac{16,67 \cdot 1,772}{0,3932} = 75 \text{ m/s.}$$

Dále určíme poměr $(c_a/u)_2$ z rovnice

$$(c_a/u)_2 = \frac{75}{284} = 0,26.$$

Z předběžného výpočtu známe úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statorových lopatek $\alpha_1 = 16^\circ$. Z výpočtu stupně č. 4 známe $\lambda = 0,12$. Vypočítáme Parsonsovo číslo

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \left(\frac{c_a}{u}\right)_2^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \frac{c_{2a}}{u_2} - 1} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 16} (0,26)^2 + \frac{2}{\tan 16} \cdot 0,26 - 1} = 1,05.$$

Z definice Parsonsova čísla vyplývá zpracovaný entalpický spád

$$(h_{2iz})_{\text{vyp}} = u_2^2 / (1000 \cdot Pa_2) = 284^2 / (1000 \cdot 1,05) = 77 \text{ kJ/kg.}$$

Absolutní hodnota rozdílu vypočítaného a odhadnutého spádu

$$\left| (h_{2iz})_{\text{vyp}} - h_{2iz} \right| = |77 - 80| \leq 5 \text{ kJ/kg.}$$

Můžeme tedy pokračovat ve výpočtu pro první stupeň.

2.3.4 První stupeň

Z předběžného výpočtu známe $D_1 = 0,800 \text{ m}$, $l_1 = 0,075 \text{ m}$. Vypočteme axiální průtočnou plochu

$$S_{1a} = \pi D_1 l_1 = \pi \cdot 0,800 \cdot 0,075 = 0,1876 \text{ m}^2.$$

Určíme obvodovou rychlost ve vztažné rovině

$$u_1 = \pi D_1 n = \pi \cdot 0,800 \cdot 100,8 = 253 \text{ m/s.}$$

Odhadneme entalpický spád na první stupeň $h_{1iz} = 118 \text{ kJ/kg}$. Odhadnutou hodnotu dosadíme za x do regresní rovnice měrného objemu a zaneseme do diagramu. Pro poloviční

hodnotu entalpického spádu posledního stupně $h_{1iz}/2 = 118/2 = 59 \text{ kJ/kg}$ určíme měrný objem ve vztažné rovině tak, že do rovnice regrese dosadíme za

$$x_1 = \Sigma h_{iz} - h_{4iz} - h_{3iz} - h_{2iz} - h_{1iz}/2 = 498 - 226 - 88 - 80 - 59 = 45 \text{ kJ/kg}.$$

Vypočítaný měrný objem má hodnotu $v_1 = 1,057 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Z rovnice kontinuity vypočteme axiální absolutní rychlost takto

$$c_{1a} = \frac{\dot{M}_p v_1}{S_{1a}} = \frac{16,67 \cdot 1,057}{0,1876} = 94 \text{ m/s}.$$

Dále určíme poměr $(c_a/u)_1$ z rovnice

$$(c_a/u)_1 = \frac{94}{253} = 0,37.$$

Z předběžného výpočtu známe úhel absolutní rychlosti na výstupu ze statorových lopatek $\alpha_1 = 16^\circ$. Z výpočtu stupně č. 4 známe $\lambda = 0,12$. Vypočítáme Parsonsovo číslo

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin^2 \alpha_1} \left(\frac{c_a}{u} \right)_1^2 + \frac{2}{\tan \alpha_1} \frac{c_{1a}}{u_1} - 1} = \frac{1}{\frac{0,12}{\sin^2 16} (0,37)^2 + \frac{2}{\tan 16} \cdot 0,37 - 1} = 0,55.$$

Z definice Parsonsova čísla vyplývá zpracovaný entalpický spád

$$(h_{1iz})_{\text{vyp}} = u_1^2 / (1000 \cdot Pa_1) = 253^2 / (1000 \cdot 0,55) = 116 \text{ kJ/kg}.$$

Absolutní hodnota rozdílu vypočítaného a odhadnutého spádu

$$\left| (h_{1iz})_{\text{vyp}} - h_{1iz} \right| = |116 - 118| \leq 5 \text{ kJ/kg}.$$

Tímto je výpočet metodou c_a/u dokončen. Na závěr provedeme kontrolu, zda součet všech vypočtených entalpických spádů jednotlivých stupňů je roven spádu, který máme pro danou skupinu stupňů k dispozici.

Kontrola přesnosti výpočtu skupiny přetlakových stupňů

Součet vypočítaných entalpických spádů všech čtyř stupňů je roven

$$\Sigma (h_{iz})_{\text{vyp}} = 222 + 83 + 77 + 116 = 497,6 \text{ kJ/kg}.$$

Součet izoentropických spádů včetně součinitele zpětného využití ztrát $f = 0,057$ je

$$\Sigma h_{iz} = (1 + f) h_{iz}^{\text{sc}} = (1 + 0,057) \cdot 471 = 498 \text{ kJ/kg}.$$

Potom výsledný rozdíl entalpických spádů je

$$\Delta h_{iz} = \Sigma h_{iz} - \Sigma (h_{iz})_{\text{vyp}} = 498 - 497,6 = 0,1 \text{ kJ/kg}.$$

Výsledný rozdíl činí 0,1% z celého spádu na turbínu, který máme k dispozici. Tato přesnost nám postačuje.

Tabulka 2.3: Výpočtové hodnoty stupňové části – metoda c_a/u

St.	D_s [mm]	L [mm]	S_a [m ²]	u [$\frac{m}{s}$]	v [$\frac{m^3}{kg}$]	c_a [$\frac{m}{s}$]	c_a/u [–]	α_1 [°]	Pa [–]	h_{iz} [$\frac{kJ}{kg}$]	Σh_{iz} [$\frac{kJ}{kg}$]
4	1088	270	0,922	345	7,223	131	0,38	16	0,54	222	222
3	992	205	0,638	314	2,809	73	0,23	15	1,19	83	305
2	896	140	0,393	284	1,772	75	0,26	16	1,05	77	382
1	800	75	0,188	253	1,057	94	0,37	16	0,55	116	498

Popis k tabulce: D_s je střední průměr, L je délka lopatek, S_a je axiální průtočná plocha, u je obvodová rychlost, v je měrný objem páry, c_a je axiální složka absolutní rychlosti, α_1 je úhel absolutní rychlosti na výstupu ze satorové řady, Pa je Parsonsovo číslo, h_{iz} je vypočítaný izoentropický tepelný spád a Σh_{iz} je součet vypočítaných izoentropických spádů.

2.4 Stupeň na středním průměru

Nyní přistupujeme k detailnímu výpočtu lopatkového stupně metodou konstantní cirkulace okolo profilu. Výchozími veličinami pro zkrucované rozváděcí a oběžné lopatky jsou parametry pracovní látky a geometrické charakteristiky, získané z tepelného výpočtu stupně na středním průměru.

V $p-v$ diagramu na obrázku 2.4 je rovněž znázorněn průběh tlaku průtočným kanálem. Podobným způsobem, jako jsme sestavili regresní rovnici měrného objemu, sestavíme nyní regresní rovnici tlaku. Ta je tvaru

$$p = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e,$$

kde a, b, c, d, e jsou opět koeficienty, které potřebujeme určit pro sestavení regresní rovnice, a za x potom dosazujeme vzdálenost od začátku souřadnicového systému, ve které chceme určit tlak. K vyčíslení neznámých koeficientů potřebujeme uzlové body, kterými jsou

x [kJ/kg]	p [kPa]
0,0	205
124,5	101,8
249,0	47,4
373,5	20,6
498,0	8,8

V Excelu využijeme lineární regresi pomocí funkce LINREGRESE, která nám vypíše hledané koeficienty regresní rovnice tlaku. Koeficienty budou vepsány do pěti buněk vedle sebe, které si předem vybereme. Funkce nám vypsala tyto koeficienty

a	b	c	d	e
$1,560 \exp^{-9}$	$-3,016 \exp^{-6}$	$2,535 \exp^{-3}$	$-1,101$	205

Regresní rovnice měrného objemu pak je

$$p = 1,560 \cdot \exp^{-9} \cdot x^4 - 3,016 \cdot \exp^{-6} \cdot x^3 + 2,535 \cdot \exp^{-3} \cdot x^2 - 1,101 \cdot x + 205.$$

Hodnota koeficientu e odpovídá počátečnímu tlaku páry na vstupu do stupňové části, tedy tlaku za regulačním stupněm. Hodnoty tlaku, které budeme používat, získáme pomocí regresní rovnice.

Parametry páry na vstupu do stupně

Z $p-v$ diagramu odečteme tlak pro hodnotu proměnné $x = 272,0$ kJ/kg, jež odpovídá tlaku před posledním stupněm stupňové části.

Tlak lze vyčíslit takto

$$\begin{aligned} p_4 &= 1,560 \cdot \exp^{-9} \cdot 272^4 - 3,016 \cdot \exp^{-6} \cdot 272^3 + \\ &\quad 2,535 \cdot \exp^{-3} \cdot 272^2 - 1,101 \cdot 272 + 205 \\ &= 40,9 \text{ kPa.} \end{aligned}$$

Dle X Steam Tables určíme entalpii $i_0 = h_n + h_{iz3} = 2475$ kJ/kg a entropii páry před vstupem do stupně $s_0 = 7,175$ kJ/kg·K. Pro vyčíslení energie přívodní rychlosti volím vstupní rychlost do stupně $c_0 = 130$ m/s, takže zisk z energie přívodní rychlosti je

$$c_0^2/2000 = 130^2/2000 = 8,5 \text{ kJ/kg.}$$

Na výstupu ze stupně známe tlak páry dle zadání $p_2 = 8,8$ kPa, dále střední průměr lopatkování stupně $D_4 = 1,088$ m a délku úseku ve vztažné rovině $l_4 = 0,270$ m.

Výpočet na středním průměru zahrnuje tyto výpočty:

a. Čistý entalpický spád

$$h_{iz} = i_{0c} - i_{2iz} = 2467,0 + 8,5 - 2284 = 191 \text{ kJ/kg.}$$

b. Minimální stupeň reakce na středním průměru

Stupeň reakce na středním průměru vypočítáme tak, že zvolíme stupeň reakce na patním průměru $\rho_p = 0,12$. Na patním průměru musíme mít stupeň reakce minimálně 0,05. V našem případě má minimální reakce na středním průměru následující velikost

$$\rho_{str} = 1 - (1 - \rho_p) \left(\frac{r_p}{r_{str}} \right)^2 = 1 - (1 - 0,12) \left(\frac{0,409}{0,544} \right)^2 = 0,50.$$

Minimální reakci na středním průměru jsme přizpůsobili tak, aby byla rovna 0,5. Ke stejné velkému stupni reakce se dopočítal i pan Zdeněk Kučera metodou kuželových ploch.

c. Stanovení úhlu vstupní absolutní rychlosti α_1

Zvolíme rychlostní součinitel $\varphi_1 = 0,98$, průtokový součinitel $\mu_1 = 0,97$ a určíme, jak velká část entalpického spádu připadne na rozváděcí řadu dle rovnice

$$h_{iz}^s = (1 - \rho_{str}) h_{iz} = (1 - 0,5) \cdot 191 = 96 \text{ kJ/kg.}$$

Absolutní výtokovou rychlost z rozváděcí řady určíme ze vztahu

$$c_{1a} = \varphi_1 c_1 = \varphi_1 \sqrt{2000 \cdot h_{iz}^s} = 0,98 \cdot \sqrt{2000 \cdot 96} = 429 \text{ m/s.}$$

Velikost ztráty rozváděcí řady vypočítáme z rovnice

$$z_1 = \frac{c_1^2}{2000} \left(\frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) = \frac{429^2}{2000} \left(\frac{1}{0,98^2} - 1 \right) = 3,5 \text{ kJ/kg}$$

Nyní určíme parametry páry při teoretické expanzi v mezeře mezi statorovou a rotorovou lopatkovou řadou. Tlak v mezeře určíme dle regresní rovnice jako $p_1 = 19 \text{ kPa}$ a k tomu odpovídající měrný objem $v_1 = 7,223 \text{ m}^3/\text{kg}$. Z těchto dvou parametrů určíme entalpii $i_1 = 2370,7 \text{ kJ/kg}$. Dle X Steam Tables určíme měrnou suchost páry $x_{1t} = 0,894$ na konci izoentropické expanze v rozváděcí řadě. Na mezi sytosti odečteme i měrný objem $v_1'' = 8,027 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Při teoretické expanzi je měrný objem $v_{1t} = v_1'' x_{1t} = 8,027 \cdot 0,894 = 7,180 \text{ m}^3/\text{kg}$. Počítaný úhel na vstupu do oběžné řady vypočítáme z rovnice

$$\alpha_1 = \arcsin \left(\frac{M_p v_{1t}}{\mu_1 \pi D_4 l_4 c_1} \right) = \arcsin \left(\frac{16,67 \cdot 7,180}{0,97 \cdot \pi \cdot 1,088 \cdot 0,270 \cdot 429} \right) = 18,2^\circ.$$

d. Určení obvodové složky absolutní rychlosti

$$c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1 = 429 \cdot \cos 18,2 = 407 \text{ m/s.}$$

Osová složka rychlosti má hodnotu $c_{1a} = c_1 \sin \alpha_1 = 429 \cdot \sin 18,2 = 134 \text{ m/s}$. Obvodová rychlost je rovna

$$u_4 = \pi D_4 l_4 = \pi \cdot 1,088 \cdot 0,270 = 345 \text{ m/s.}$$

e. Stanovení úhlu β_1 a relativní rychlosti w_1

Vycházíme z následujícího vztahu

$$\beta_1 = 180 - \arctan \left(\frac{c_{1a}}{c_{1u} - u} \right) = 180 - \arctan \left(\frac{134}{407 - 345} \right) = 65^\circ.$$

Relativní rychlost vypočítáme jako $w_1 = \frac{c_{1a}}{\cos(\beta_1 - 90)} = \frac{134}{\cos(65 - 90)} = 148 \text{ m/s}$.

f. Přibližná hodnota rychlosti zvuku v mokré páře

Poissonovu konstantu pro mokrou páru stanovíme dle vztahu

$$\kappa = 1,035 + 0,1 \cdot x = 1,035 + 0,1 \cdot 0,894 = 1,1244,$$

kde x je poměrná suchost páry. Pro měrný objem $v = v_{1t} = 7,180 \text{ m}^3/\text{kg}$ určíme rychlost šíření zvuku v mokré páře ze vztahu

$$a = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{1,1244 \cdot 19000 \cdot 7,180} = 391,6 \text{ m/s.}$$

g. Určení relativní rychlosti w_2 a úhlu proudu β_2

Nejprve stanovíme rychlostní součinitel $\varphi_2 = 0,97$. Jeho určením můžeme vypočítat relativní rychlost

$$w_2 = \varphi_2 w_{2t} = \varphi_2 \sqrt{2000 \rho_{\text{str}} h_{\text{iz}} + w_1^2} = 0,97 \cdot \sqrt{2000 \cdot 0,5 \cdot 191 + 148^2} = 448 \text{ m/s}.$$

Měrný objem na mezi sytosti páry je na výstupu z oběžné řady dle X Steam Tables roven $v_2'' = 16,546 \text{ m}^3/\text{kg}$, tomu přísluší entropie $s_2 = 7,213 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$ a suchost páry $x_{2t} = 0,871$. Měrný objem za oběžným stupněm při teoretické expanzi je

$$v_{2t} = v_2'' x_{2t} = 16,546 \cdot 0,871 = 14,41 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \left(\frac{w_1}{w_2} \frac{v_{2t}}{v_1} \sin \beta_1 \right) = 180 - \arcsin \left(\frac{148}{448} \cdot \frac{14,41}{7,223} \cdot \sin 65 \right) = 143^\circ.$$

h. Výpočet výstupní absolutní rychlosti ze stupně c_2 a úhlu α_2

Při tomto výpočtu se snažíme o to, aby obvodová složka absolutní rychlosti byla téměř nulová.

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2u \cos \left((180 - \beta_2) \frac{\pi}{180} \right)} \\ &= \sqrt{448^2 + 345^2 - 2 \cdot 448 \cdot 345 \cdot \cos \left((180 - 143) \frac{\pi}{180} \right)} = 267,19 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Žádaný úhel absolutní rychlosti se rovná

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= 180 - \arctan \left(\frac{w_{2a}}{u + w_{2u}} \right) = 180 - \arctan \left(\frac{w_2 \sin \beta_2}{\pi D n + w_2 \cos \beta_2} \right) \\ &= 180 - \arctan \left(\frac{448 \cdot \sin 143}{345 + 448 \cdot \cos 143} \right) = 86,8^\circ \end{aligned}$$

Určení velikosti obvodové složky absolutní rychlosti

$$c_{2u} = c_2 \sin (\alpha_2 - 90) = 267,19 \cdot \sin (86,8 - 90) = 15 \text{ m/s}.$$

Určení velikosti axiální složky absolutní rychlosti

$$c_{2a} = c_2 \cos (\alpha_2 - 90) = 267,19 \cdot \cos (86,8 - 90) = 266,78 \text{ m/s}.$$

2.5 Parametry proudu páry po výšce lopatky

Lopatku rozdělíme po výšce na 6 různě velkých dílů, jako je znázorněno na obrázku 2.5. Využijeme k tomu pěti řezů: P, 1, 2, 3, 4, 5 a Š. Řez číslo 3 odpovídá řezu na středním průměru lopatky. V tabulce 2.4 jsou uvedeny parametry na patě lopatky, v pěti různých řezech a ve špičce lopatky.

SEZNAM OZNAČENÍ

r je střední poloměr úseku, l je výška úseku od patního průměru lopatky, měrná práce úseku,
 u je obvodová rychlost na středním poloměru, c je absolutní rychlost, w je relativní rychlost, α je úhel absolutní rychlosti,
 β je úhel relativní rychlosti, Δ je element, díl, rozdíl, η je účinnost stupně, κ je Poissonova konstanta,
 μ je průtokový součinitel, ρ je stupeň reakce, p je tlak páry, v je měrný objem, h je entalpický spád,
 i je entalpie páry, x je suchost páry, a je rychlost zvuku, Ma je Machovo číslo, \dot{M} je hmotnostní průtok stupněm,
 L je práce úseku, z je ztráta, P je výkon stupně.

INDEXY–SPODNÍ

1 je výstup ze statorové řady, vstup do rotorové řady, 2 je výstup z rotorové řady
 a je axiální (osový), u je obvodový, r je radiální
 iz je izoentropický (bezztrátový),
 k je kinematický
 t je teoretický
 i je pořadové číslo
 p je parní

INDEXY–HORNÍ

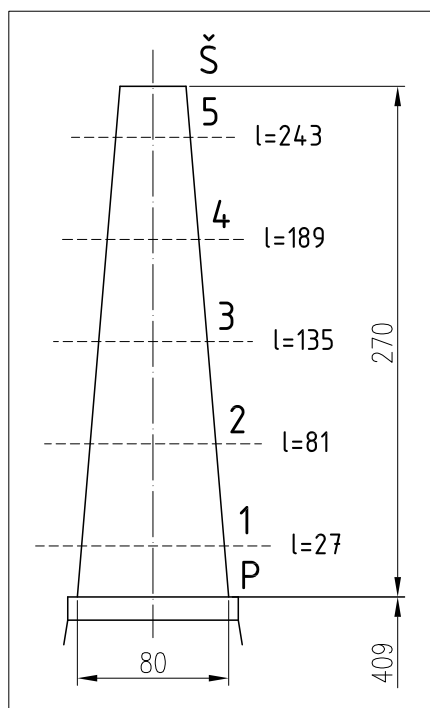
r je rotorová řada
 s je statorová řada
 II je stav sytosti
 x je výjimka

Tabulka 2.4: Změny parametrů po výšce lopatky za podmínky $c_u r = \text{konstanta}$

	Δr [m]	l [m]	r [m]	u [m/s]	c_{1u} [m/s]	α_1 [°]	c_1 [m/s]	c_{1a} [m/s]	β_1 [°]	w_1 [m/s]	c_{2u} [m/s]	α_2 [°]	c_2 [m/s]	β_2 [°]	w_2 [m/s]
Špička	0,027	0,270	0,679	430	326	22,3	353	134	128	169	12,0	87,4	267,0	148,9	516,3
5	0,054	0,243	0,652	413	340	21,5	365	134	119	153	12,5	87,3	267,1	147,9	502,2
4	0,054	0,189	0,598	379	370	19,9	394	134	94	134	13,6	87,1	267,1	145,8	474,5
3	0,054	0,135	0,544	345	407	18,2	429	134	65	148	14,9	86,8	267,2	143,4	447,7
2	0,054	0,081	0,490	310	452	16,5	471	134	43	195	16,6	86,4	267,3	140,8	422,0
1	0,054	0,027	0,436	276	508	14,8	525	134	30	268	18,6	86,0	267,4	137,9	397,7
Pata	0,027	0,000	0,409	259	541	13,9	558	134	25	312	19,9	85,7	267,5	136,3	386,0

	ρ_k [–]	h_{iz} [kJ/kg]	h_{iz}^s [kJ/kg]	h_{iz}^r [kJ/kg]	c_{1t} [m/s]	p_1 [kPa]	x_{1t} [–]	i [kJ/kg]	v_1'' [m ³ /kg]	v_{1t} [m ³ /kg]	κ [–]	a [m/s]	Ma_{c1} [–]
Špička	0,68	191	61	130	–	25,2	0,906	2397,0	6,16	5,58	1,1256	397,7	0,887
5	0,65	191	67	125	365	24,1	0,904	2391,1	6,41	5,79	1,1254	396,8	0,920
4	0,59	191	79	112	398	21,8	0,900	2376,7	7,06	6,35	1,1250	394,6	0,998
3	0,50	191	96	96	437	19,0	0,894	2357,9	8,03	7,18	1,1244	391,6	1,094
2	0,38	191	118	73	485	15,8	0,887	2332,7	9,56	8,48	1,1237	387,7	1,216
1	0,22	191	149	42	546	12,2	0,877	2298,5	12,20	10,70	1,1227	382,4	1,374
Pata	0,12	191	169	22	–	10,3	0,871	2277,5	14,22	12,39	1,1221	379,1	1,471

	Ma_{w1} [–]	Ma_{w2} [–]	p_2 [kPa]	μ_1 [–]	l_u [kJ/kg]	$\Delta \dot{M}_{pi}$ [kg/s]	\dot{M}_p [kg/s]	L_u [kJ]	η_u [–]	z_{c2} [kJ/kg]	η_u^x [–]	P_u [kW]
Špička	0,426	1,298	8,8	0,92	–	–	16,73	–	0,715	–	0,931	–
5	0,384	1,266	8,8	0,94	135,2	4,79	16,73	648,0	0,707	35,6	0,868	648,0
4	0,340	1,203	8,8	0,96	135,2	4,14	16,73	559,6	0,707	35,6	0,868	559,6
3	0,377	1,143	8,8	0,97	135,2	3,40	16,73	459,8	0,707	35,6	0,868	459,8
2	0,502	1,089	8,8	0,96	135,2	2,59	16,73	350,1	0,707	35,6	0,868	350,1
1	0,700	1,040	8,8	0,94	135,2	1,80	16,73	243,9	0,707	35,6	0,868	243,9
Pata	0,824	1,018	8,8	0,92	–	–	16,73	–	0,715	–	0,931	–



Obrázek 2.5: Znázornění řezů turbínovou lopatkou (inspirováno [1])

2.6 Porovnání výsledků výpočtu

Výsledky výpočtu posledního stupně parní kondenzační turbíny metodou konstantní cirkulace okolo profilu budu srovnávat s firemními výpočty metodou přímých kuželových ploch. Firemní data jsou znázorněna v tabulce 2.7. Statorová a rotorová lopatka je zde počítána pomocí 9 různých kuželových ploch, přičemž plocha 1 je patní kuželová plocha, resp. válcová plocha, 2 je kuželová plocha na vnějším povrchu průtočného kanálu, tzn. kuželová plocha procházející špičkou oběžné lopatky. Kuželová plocha č. 5 prochází středem průtočného kanálu. Tou se budeme podrobněji zabývat jako první.

Nejprve překontrolujeme hodnoty proměnných na středním poloměru. V tabulce 2.5 jsou některé z posuzovaných veličin. Odchylna středních poloměrů je minimální a odtud je minimální i rozdíl obvodových rychlostí u . Dále je minimální rozdíl měrných objemů v a tudíž i tlaků p před oběžnou řadou. Odchylny Machova čísla Ma_{c1} jsou minimální z toho důvodu, protože jsou minimální i odchylky rychlostí zvuku a . Rychlost zvuku se stanovuje z měrného objemu a tlaku. Stupeň reakce ρ je téměř shodný. Rozdíl entalpií i nelze úplně posoudit, protože u metody konstantní cirkulace okolo profilu platí tato hodnota pro izoentropickou expanzi.

Rychlosti páry jsou společně propojeny. U metody kuželových ploch jsou relativní rychlosti w_1 , w_2 větší než u metody konstantní cirkulace okolo profilu. Pro absolutní rychlosti c_1 platí opačná závislost, tzn. že absolutní rychlost metody kuželových ploch je menší než u metody konstantní cirkulace. Stejná závislost platí i mezi úhly. U metody kuželových ploch jsou vstupní úhly relativní a absolutní rychlosti β_1 , α_1 větší než u metody konstantní cirkulace okolo profilu. Opačně platí, že výstupní úhel relativní rychlosti metody kuželových ploch je menší⁸ než u metody konstantní cirkulace. Při určování úhlu zakřivení proudu páry

⁸pro obvodový směr platí $\beta_2 = 90 + 37,39 = 127,39^\circ$

Tabulka 2.5: Výběr hodnot na středním poloměru

	Kuželové plochy	Konstantní cirkulace
poloměr r	540,23	544,00
obvodová rychlost u_2	342,01	345,00
absolutní rychlost c_1	409,79	429,00
relativní rychlost w_1	185,95	148,00
relativní rychlost w_2	453,38	447,70
úhel absolutní rychlosti α_1	26,03	18,20
úhel relativní rychlosti β_1	75,23	65,00
úhel relativní rychlosti β_2	*37,39	143,40
stupeň reakce ρ	50,52	50,00
měrný objem v_1	7,13	7,18
tlak páry p_1	19,30	19,00
Machovo číslo Ma_{c1}	1,04	1,09
entalpie i_1	2377,50	**2357,90

musíme rozlišovat různé kótovací metody. V našem případě kótujeme úhly vždy k obvodové rychlosti, kdežto výsledky metody kuželových ploch jsou vztaženy k axiální rychlosti.

$$\begin{aligned}\beta'_2 - \beta'_1 &= (35,66 + 90) - 74,32 = 51,28^\circ && \text{metoda kuželových ploch} \\ \beta_2 - \beta_1 &= 143,4 - 65 = 78,4^\circ && \text{metoda } c_u r = \text{konst.}\end{aligned}$$

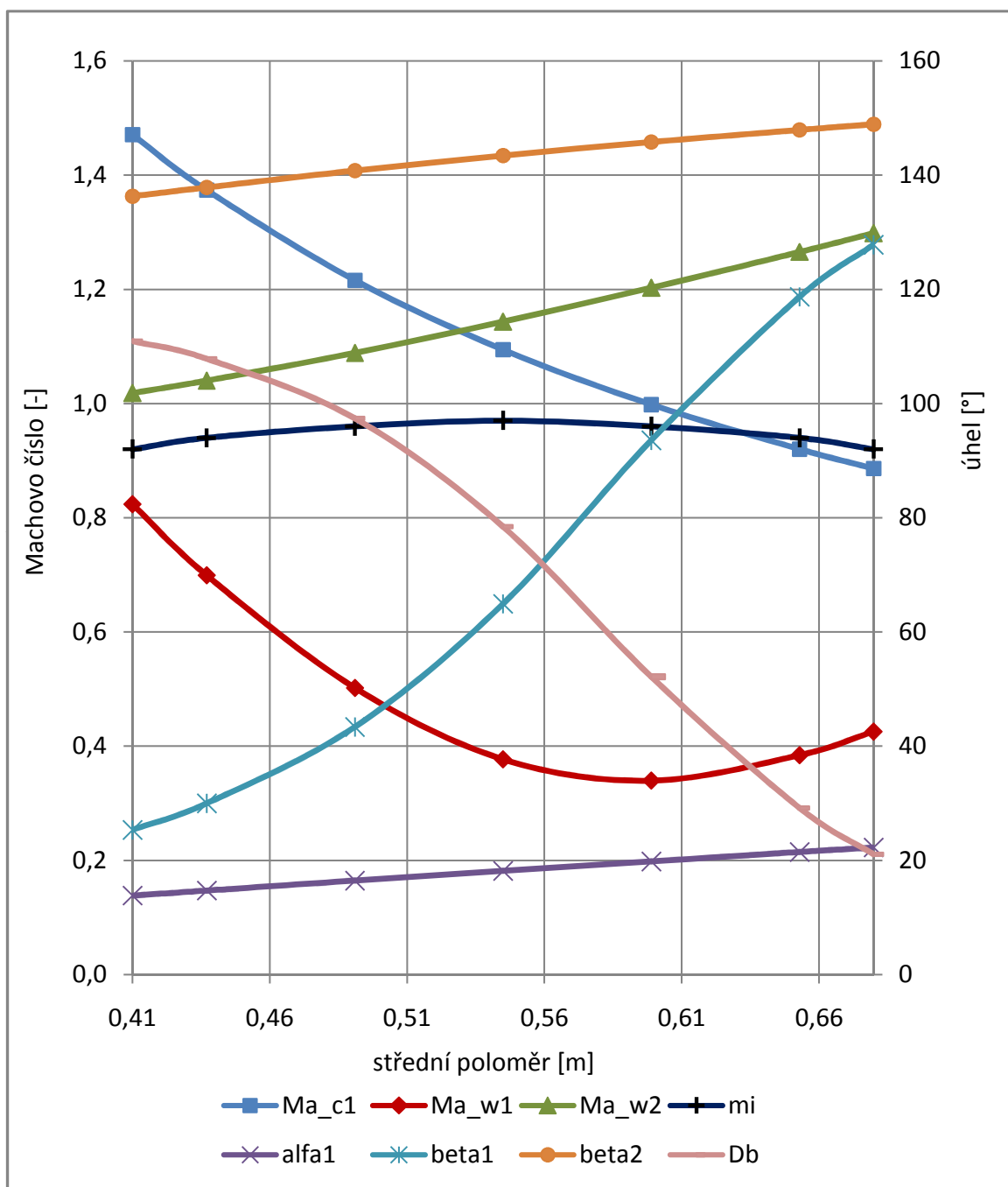
Zakřivení proudu páry je na středním průměru u metody kuželových ploch menší.

Zajímavá je hodnota stupně reakce u metody kuželových ploch. Na patním průměru je $\rho = 33,93\%$. Stupeň reakce totiž definuje rozložení entalpických spádů na statorovou a rotorovou lopatkovou řadu a tudíž definuje i tlak a měrný objem páry ve vztažné rovině stupně. Obě výpočtové metody vycházejí ze zvolené kladné reakce na patním průměru. Metoda konstantní cirkulace počítá s minimální reakcí 5 %, v našem případě jsme zvolili 12 %. Důvod byl ten, abychom se víc přiblížili k hodnotě stupně reakce u metody kuželových ploch na patním průměru a současně abychom nepřekročili hodnotu stupně reakce $\rho = 0,5$ na středním průměru lopatkování. Námi počítaný stupeň parní turbíny metodou konstantní cirkulace okolo profilu tedy nemůžeme počítat s větším stupněm reakce na patním průměru. Volba tak vysokého stupně reakce je nejspíš odůvodněna snahou o ochranu turbíny proti zpětnému proudění páry při nevýpočtových provozních režimech.

Výpis vstupních hodnot z firemních podkladů:

$$\begin{aligned}p_0 &= 0,400 \text{ bar}, p_2 = 0,088 \text{ bar}, \\ i_0 &= 2456,0 \text{ kJ/kg}, i_2 = 2291,1 \text{ kJ/kg}, \\ r_m &= 394,00 \text{ mm}, r_{01} = 394,00 \text{ mm}, r_{0n} = 599,00 \text{ mm}, \\ x_0 &= 280 \text{ mm}, x_{m1} = 308 \text{ mm}, x_{m2} = 414 \text{ mm}.\end{aligned}$$

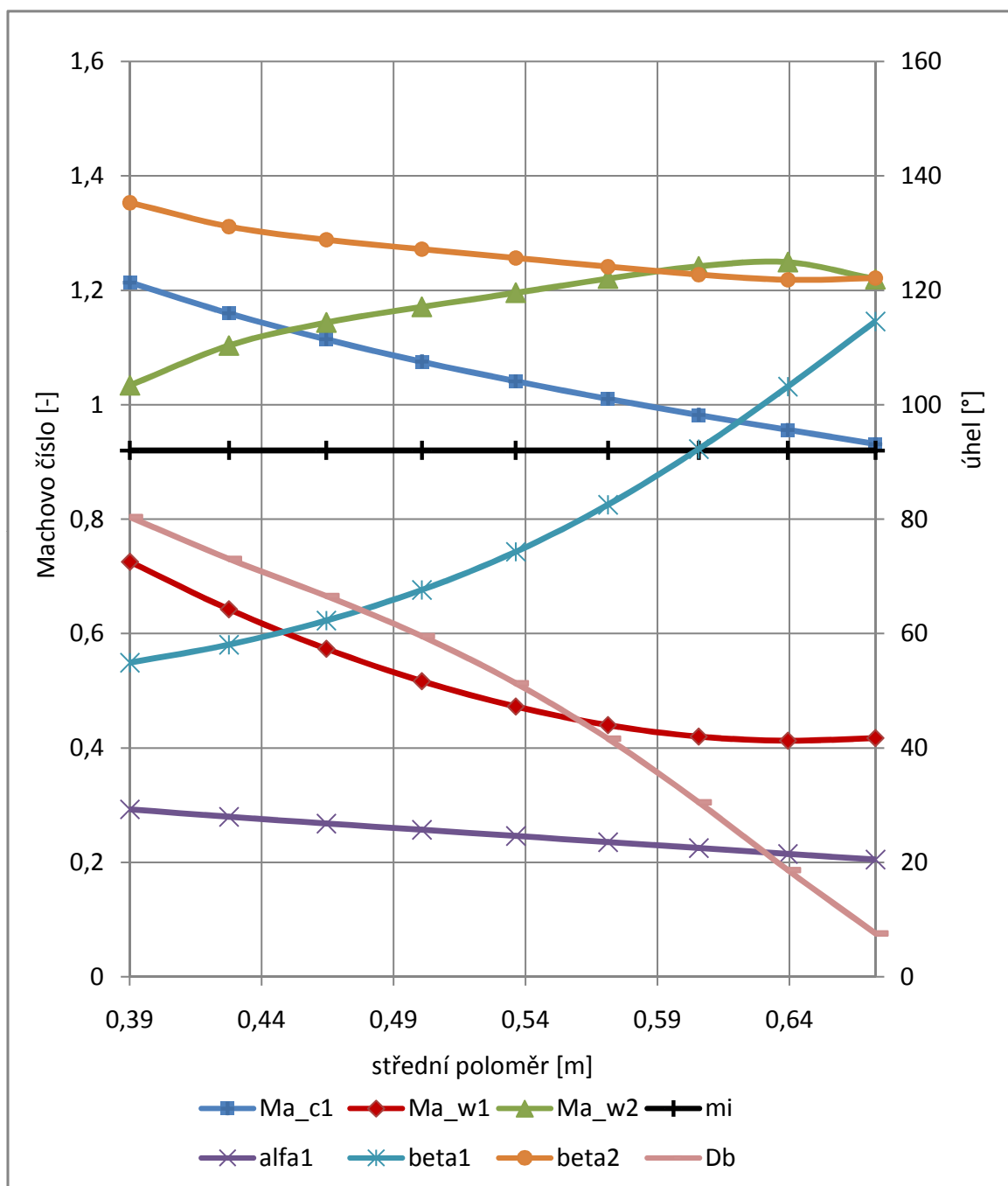
Nyní porovnáme souhrnně kuželové plochy 1–9. U metody konstantní cirkulace okolo profilu jsme počítali se sedmi výpočtovými válcovými plochami. Rozdílů mezi jednotlivými veličinami si můžeme všimnout na obrázcích 2.6, 2.7. Menší počet výpočtových ploch nemá podstatnější vliv na kvalitu srovnávání. Pro větší přehlednost máme k dispozici tabulku 2.6, ve které se nachází vybrané veličiny. Čísla v této tabulce jsou zaokrouhlena.



Obrázek 2.6: Metoda konstantní cirkulace

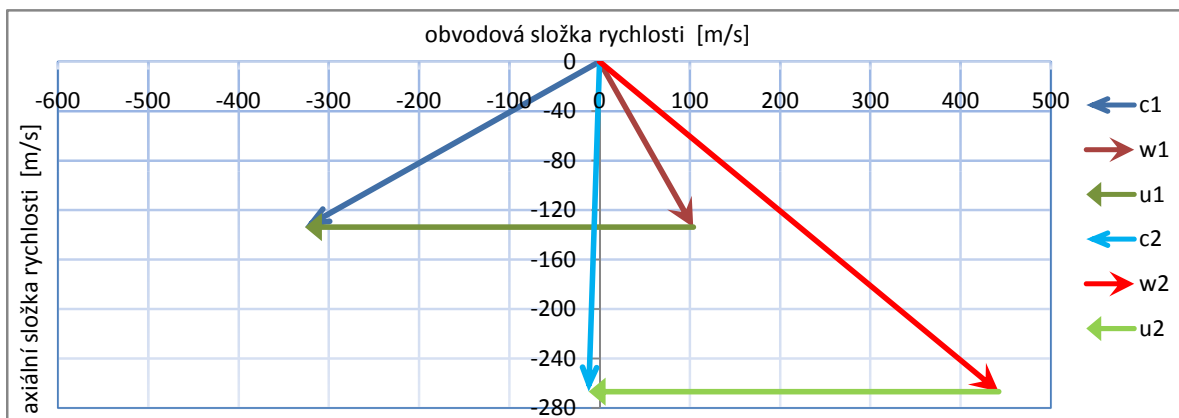
Konečné zhodnocení

Zde uvádím závěry z pozorování. I když je metoda konstantní cirkulace okolo profilu výpočetně mnohem jednodušší než metoda kuželových ploch, dala nám srovnatelné výsledky. Velkou míru shody můžeme vidět z obrázků 2.6 a 2.7. Metoda konstantní cirkulace má strmější průběhy veličin. Šest z osmi veličin zobrazených v grafech má u obou metod podobný průběh, pouze úhly absolutní a relativní rychlosti α_1 a β_1 mají opačný průběh. Určitými nevýhodami metody $c_{lu}r = \text{konst.}$ jsou její větší Machova čísla, zejména pak Machovo číslo absolutní rychlosti Ma_{c1} na patě lopatky. Mírně větší je i Machovo číslo relativní rychlosti

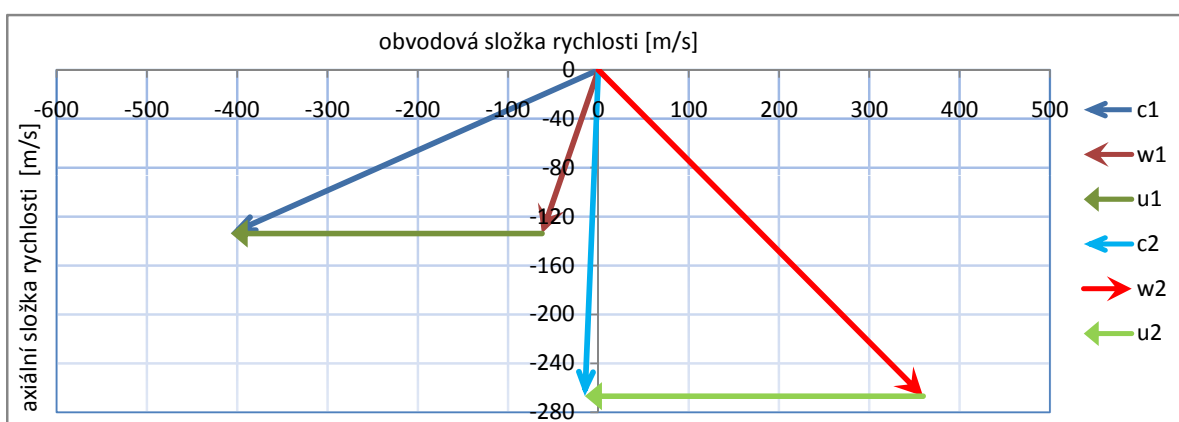


Obrázek 2.7: Metoda kuželových ploch

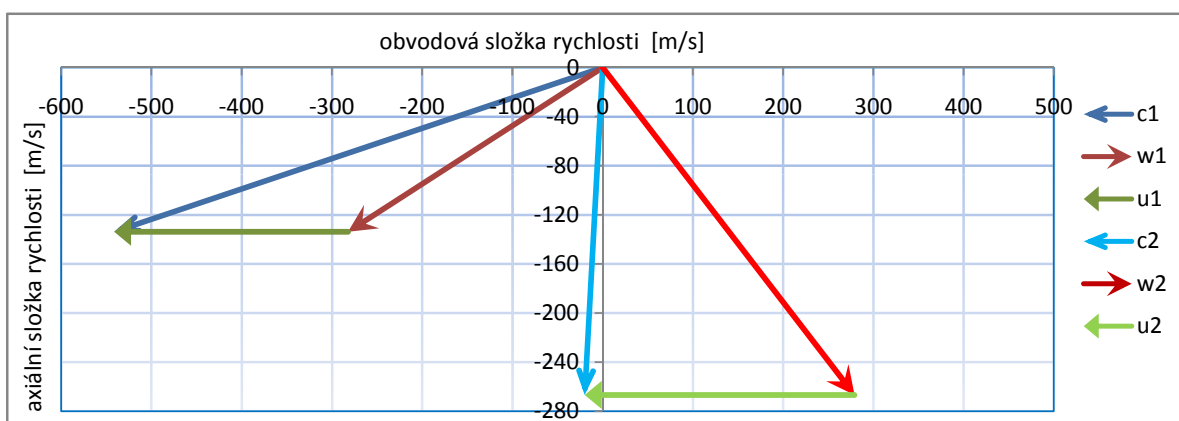
Ma_{w2} na špičce lopatky. Z těchto důvodů může být kladen důraz na jiný tvar profilu lopatky, tzn. tvorbu přímky na zadní části podtlakové strany lopatky (body B–E na obrázku 3.1). Co je ale jasně z obrázku vidět, je fakt, že metoda konstantní cirkulace okolo profilu víc zakřivuje proud páry. Na špičce lopatky je dvojnásobné zakřivení proudu páry oproti metodě kuželových ploch. Z tohoto důvodu si myslím, že profily lopatek budou muset mít větší průřezovou plochu, tím pádem bude mít celá lopatka větší hmotnost a tudíž na ní bude působit větší odstředivá síla. Metoda konstantní cirkulace okolo profilu se mi jeví srozumitelná, přehledná a přesná. S metodou přímých kuželových ploch jsem neměl možnost se detailněji seznámit.



Obrázek 2.8: Rychlostní trojúhelníky na špičce lopatky

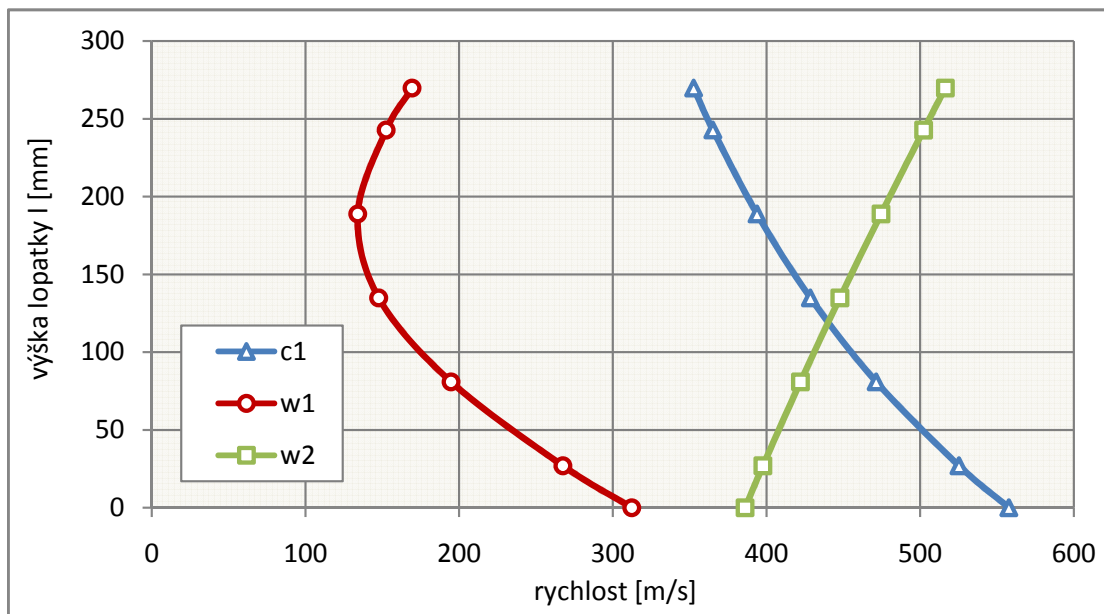


Obrázek 2.9: Rychlostní trojúhelníky na středním průměru

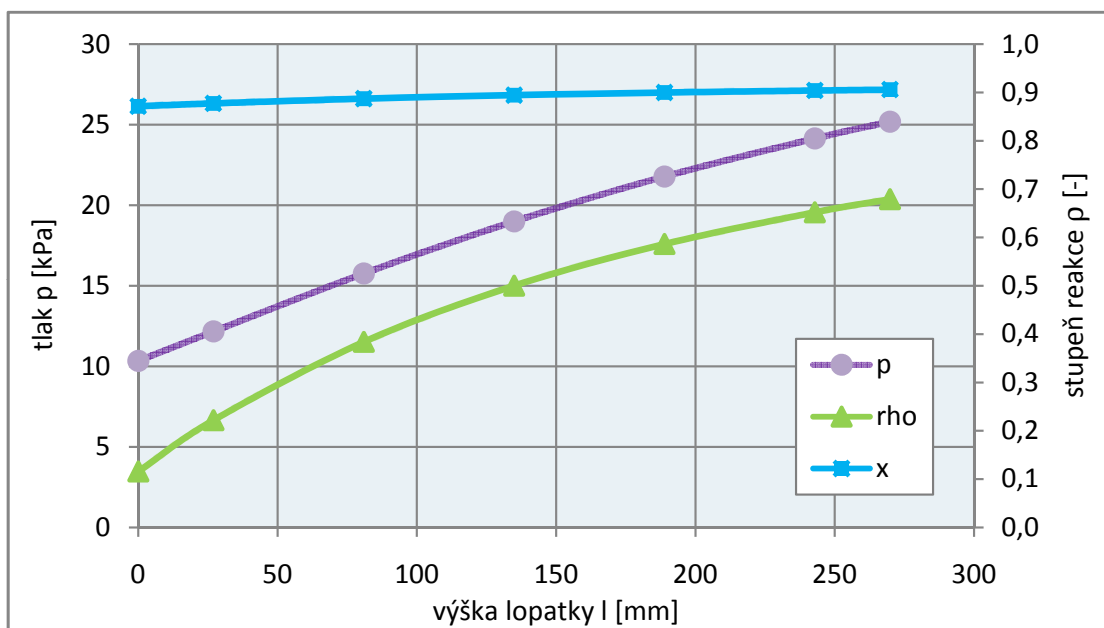


Obrázek 2.10: Rychlostní trojúhelníky na patním průměru

Obrázky 2.8, 2.9, 2.10 zobrazují rychlostní trojúhelníky pro různé řezy lopatkou. Jejich pozorováním můžeme zjistit jakým způsobem se mění úhel relativní rychlosti na vstupu a výstupu z lopatky (u je obvodová rychlost, w je relativní rychlost a c je absolutní rychlost). Na obrázku 2.11 můžeme pozorovat změnu velikostí rychlostí páry po výšce lopatky. Obrázek 2.12 zobrazuje průběh tlaku, reakce a měrné suchosti páry po výšce lopatky.



Obrázek 2.11: Diagram průběhu rychlostí po výšce lopatky



Obrázek 2.12: Diagram průběhu tlaku, reakce a měrné suchosti po výšce lopatky

2.7 Vyrovnávací píst

Vyrovnávací píst nebo taky válec je část turbíny, která snižuje axiální sílu působící na ložiska turbíny. Výsledná osová síla působící na turbínu se skládá ze síly vzniklé působením proudu páry na povrch lopatek a ze síly vznikající z působení páry na části neolopatkovaného ro-

toru. Rovnice a symbolika, které jsou v této sekci vycházejí z literatury [3, str. 47]. Obecný tvar rovnice osově síly jednoho ekvivalentního válce má tvar

$$F_a = \dot{M}_p (c_{1a} - c_{2a}) + \pi D l (p_1 - p_2),$$

kde $p_{1,2}$ je tlak před a za ekvivalentním válcem. Pro další zjednodušení můžeme zanedbat síly vzniklé působením proudu páry na povrch lopatek.

Z toho vyplývá, že $F_a = \dot{M}_p (c_{1a} - c_{2a}) = 0$. Odtud

$$F_a = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = \sum S_i (p_i - p_{i+1}).$$

Stupňovou část turbíny nahradíme jedním ekvivalentním válcem o průměru

$$D_{st} = \frac{D_1 + D_4}{2} = \frac{0,8 + 1,088}{2} = 0,944 \text{ m}.$$

Ze zadání máme stanoveno, že maximální axiální síla, kterou může turbína působit na ložiska je $F_a = 40 \text{ kN}$.

$$\begin{aligned} F_a &= S_1 (p_a - p_b) + S_2 (p_b - p_{rs}) + S_3 (p_{rs} - p_2) + S_4 (p_2 - p_a) \\ &= \pi D (p_a - p_b) + S_2 (p_b - p_{rs}) + S_3 (p_{rs} - p_2) + S_4 (p_2 - p_a) \\ &= \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} \cdot (100 - 40,9) \cdot 10^3 + \frac{\pi \cdot 0,944^2}{4} \cdot (40,9 - 205) \cdot 10^3 + \\ &\quad \frac{\pi \cdot 0,944^2}{4} \cdot (205 - 8,8) \cdot 10^3 + \frac{\pi \cdot 0,28^2}{4} \cdot (8,8 - 100) \cdot 10^3 \\ F_a &= 20,5 \text{ kN}. \end{aligned}$$

kde p_a je atmosférický tlak, p_b je tlak za vyrovnávacím pístem, p_{rs} je tlak za regulačním stupněm a p_2 je tlak na konci expanze.

Výsledná osová síla působící na rotor ve směru proudění páry je 20,5 kN. Na tuto sílu působící při jmenovitém výkonu turbíny budeme dimenzovat axiální ložiska. Nutno dodat, že do výsledku není zahrnuta síla od působení proudu páry na list lopatky. Námi vypočítaná hodnota osově síly 20,5 kN je menší než dovolená hodnota 40 kN.

Tabulka 2.6: Porovnání výsledků

veličina	metoda konstantní cirkulace	metoda kuželových ploch
Δr	27 mm krajní oblasti, 54 mm hlavní oblasti, řidší dělení	$\langle 38; 33 \rangle$ mm, lineárně klesající dělení
u_2	$\langle 259; 430 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, větší patní rychlost	$\langle 249; 428 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
r	$\langle 409; 679 \rangle$ mm, větší patní poloměr	$\langle 394; 677 \rangle$ mm
l	270 mm, kratší lopatka	283 mm
c_{1u}	$\langle 541; 326 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, velká patní rychlost	$\langle 412; 335 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
α'_1	$\langle 14; 22 \rangle^\circ$, menší úhly, rostoucí lineární závislost, $\alpha'_1 = \alpha_1$	$\langle 29; 21 \rangle^\circ$, klesající závislost
c_1	$\langle 558; 353 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, velká patní rychlost a mírně menší rychlost na špičce	$\langle 472; 369 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
c_{1a}	$134 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, menší rychlost po celé výšce lopatky	$\langle 231; 155 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
β'_1	$\langle 25; 128 \rangle^\circ$, menší patní úhel a větší úhel na špičce, téměř lineární závislost, $\beta'_1 = \beta_1$	$\langle 55; 115 \rangle^\circ$
w_1	$\langle 312; 169 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, větší patní rychlost, parabolická závislost	$\langle 282; 165 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
c_{cu}	$\langle 20; 12 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, malá rychlost na špičce	$\langle -26; 64 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
α_2	$\langle 86; 87 \rangle^\circ$	neuvedeno
c_2	$267 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, nižší rychlost	$\langle 280; 291 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
β'_2	$\langle 136; 149 \rangle^\circ$, větší úhel na špičce, $\beta'_2 = \beta_2$	$\langle 135; 122 \rangle^\circ$, resp. $\langle 45; 32 \rangle^\circ$
w_2	$\langle 386; 516 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, velká rychlost na špičce lopatky	$\langle 392; 462 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
ρ_k	$\langle 0,12; 0,68 \rangle$, nižší stupeň reakce na patním průměru, větší na špičce	$\langle 0,34; 0,60 \rangle$, víc plochý průběh reakce
p_1	$\langle 10; 25 \rangle$ kPa, nižší tlak na patě a vyšší tlak u špičky lopatky	$\langle 15; 22 \rangle$ kPa
v_1	$\langle 12,39; 5,58 \rangle \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$, větší měrný objem na patě lopatky, $v_1 = v_{1t}$	$\langle 8,97; 6,24 \rangle \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
Ma_{c1}	$\langle 1,47; 0,89 \rangle$, velké Machovo číslo u paty lopatky	$\langle 1,21; 0,93 \rangle$
Ma_{w1}	$\langle 0,82; 0,43 \rangle$, větší Machovo číslo u paty	$\langle 0,73; 0,42 \rangle$
Ma_{w2}	$\langle 1,02; 1,30 \rangle$, větší Machovo číslo u špičky lopatky	$\langle 1,03; 1,22 \rangle$
μ_1	$\langle 0,92; 0,92 \rangle$, maximum 0,97 je na středním poloměru	0,92
c_{1r}	$0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$	$\langle 0; 91 \rangle \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
\dot{M}_p	$16,73 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$	$16,66 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$
z_c	$36 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$39 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
P_u	2262 kW	2003 kW

Tabulka 2.7: Firemní údaje výpočtu metodou kuželových ploch

k	rozměr	1	2	3	4	5	6	7	8	9
φ	[°]	0,00	5,23	10,37	15,35	20,11	24,59	28,77	32,64	36,21
r_0	[mm]	394,00	419,62	445,25	470,87	496,50	522,13	547,75	573,37	599,00
r_1	[mm]	394,00	422,19	450,38	478,58	506,78	534,99	563,20	591,41	619,63
r_2	[mm]	394,00	431,55	468,42	504,64	540,23	575,19	609,55	643,32	676,52
u_1	[m/s]	249,43	267,28	285,13	302,98	320,84	338,69	356,55	374,41	392,28
u_2	[m/s]	249,43	273,20	296,55	319,48	342,01	364,14	385,90	407,28	428,29
p_1	[bar]	0,1500	0,1627	0,1740	0,1840	0,1932	0,2015	0,2093	0,2166	0,2236
c_1	[m/s]	472,03	452,91	436,56	422,36	409,79	398,47	388,08	378,40	369,27
c_{1r}	[m/s]	0,00	19,43	35,93	49,96	61,81	71,71	79,86	86,47	91,73
w_1	[m/s]	282,27	250,94	224,65	203,01	185,95	173,57	166,02	163,39	165,50
α_1	[°]	29,30	28,09	27,20	26,54	26,03	25,63	25,31	25,06	24,87
α'_1	[°]	29,30	27,99	26,82	25,71	24,63	23,57	22,52	21,49	20,50
β_1	[°]	54,92	58,19	62,67	68,36	75,23	83,19	91,98	101,17	110,24
β'_1	[°]	54,92	58,08	62,28	67,63	74,32	82,52	92,25	103,19	114,56
ν_1	[m ³ /kg]	8,97	8,33	7,84	7,45	7,13	6,86	6,63	6,43	6,24
a_1	[m/s]	388,97	390,47	391,72	392,77	393,67	394,46	395,17	395,82	396,41
Ma_{c1}	[-]	1,2136	1,1599	1,1145	1,0753	1,0410	1,0102	0,9821	0,9560	0,9315
Ma_{w1}	[-]	0,7257	0,6427	0,5735	0,5169	0,4724	0,4400	0,4201	0,4128	0,4175
i_1	[kJ/kg]	2350,04	2358,88	2366,15	2372,25	2377,48	2382,05	2386,14	2389,85	2393,27
ρ	[-]	33,93	39,23	43,62	47,32	50,52	53,32	55,84	58,13	60,25
w_2	[m/s]	392,18	418,55	433,73	444,10	453,38	462,84	471,12	473,78	462,41
c_2	[m/s]	280,08	279,18	277,55	276,18	275,88	276,78	278,77	282,42	291,19
c_{2r}	[m/s]	0,00	25,16	49,47	72,70	94,63	115,13	134,14	151,70	167,87
β_2	[°]	45,32	41,27	39,31	38,19	37,39	36,71	36,27	36,41	37,92
β'_2	[°]	45,32	41,15	38,85	37,19	35,66	34,14	32,75	31,84	32,15
Ma_{w2}	[-]	1,0342	1,1037	1,1437	1,1711	1,1955	1,2205	1,2423	1,2493	1,2194

Kapitola 3

Návrh geometrie profilu lopatky

Nejprve provedeme souhrn údajů, které bychom měli respektovat při návrhu profilu lopatky, resp. celé oběžné lopatky. Koncový turbínový stupeň pracuje při otáčkách $100,8 \text{ s}^{-1}$. S lopatkou délky $l = 0,27 \text{ m}$ a středním průměrem $D = 1,088 \text{ m}$ má výstupní průřez průtočného kanálu $S = \pi \cdot D \cdot l$ plochu $0,92 \text{ m}^2$. Axiální složka absolutní rychlosti proudu páry na výstupu z oběžné lopatky je 267 m/s . Úhly relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky β_1 , měřeny od obvodového směru, nabývají hodnot $\langle 25; 128 \rangle^\circ$, kde vždy první údaj patří patnímu průměru. Úhly relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky β_2 nabývají hodnot $\langle 136; 149 \rangle^\circ$.

Pracovní látkou je mokrá pára se stupněm vlhkosti před rotorovou lopatkovou řadou v rozmezí $\langle 12,9; 9,4 \rangle \%$ pro izoentropickou expanzi. Stupeň kinematické reakce nabývá hodnot $\langle 0,12; 0,68 \rangle$. Machovo číslo vztažené k relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky Ma_{w1} nabývá hodnot $\langle 0,824; 0,426 \rangle$. Machovo číslo vztažené k relativní rychlosti na výstupu z oběžné lopatky Ma_{w2} nabývá hodnot $\langle 1,018; 1,298 \rangle$. Jedná se o subsonické¹ až transsonické proudění páry. Pro tyto parametry provádíme návrh profilu lopatky.

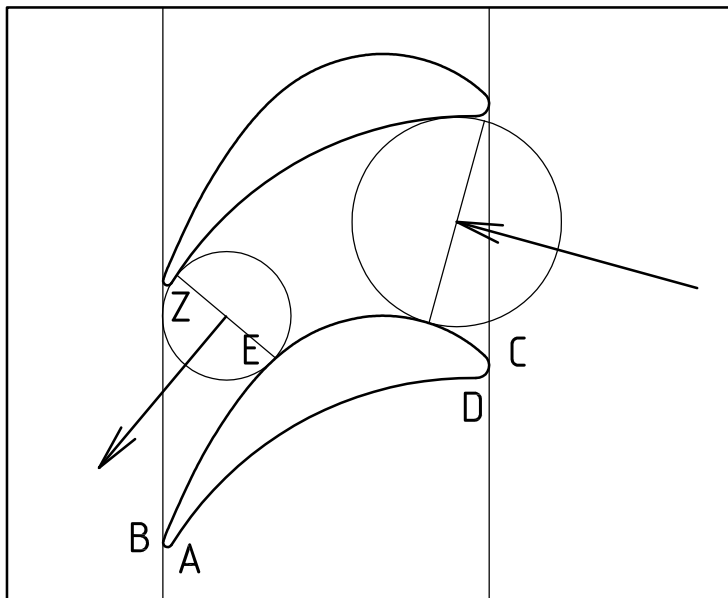
Vývoj oběžné lopatky zahrnuje dle [1] vyřešení problémů aerodynamiky, statické a dynamické pevnosti, eroze, výroby a montáže, vše s ohledem na maximální ekonomii a bezpečnost provozu. Při zjednodušeném návrhu profilu lopatky se budu zabývat pouze některými ze zmiňovaných problémů. Návrh profilů lopatky, která jde do výroby, trvá v praxi 3 – 12 měsíců.

3.1 Aerodynamický návrh

Při návrhu tvaru profilu jsem se nechal inspirovat profily lopatek běžně používaných v letectví. Aerodynamickými profily jsou nosná křídla letadel, lopatky kompresorů a turbín proudových motorů. Mezi základní aerodynamické charakteristiky profilu lopatky patří odporová síla F_x a vztahová síla F_{vz} . Tyto lze zjistit buď empiricky, tzn. zkoušením nebo matematicky. Cestou zkoušení se vydali bratři Wrightové, kteří při stavbě prvního letadla testovali několik set zmenšenin lopatkových profilů v aerodynamickém tunelu vlastní výroby. Měřením různých profilů se dopracovali k tvaru lopatky s největší vztahovou silou F_{vz} .

Mezi další charakteristiky profilu patří energetické ztráty. Jakékoliv ztráty vzniklé při obtékání profilu lopatky určitým médiem totiž vedou ke ztrátám využitelné energie. Odtud

¹subsonické – podzvukové proudění páry; transsonické – proudění páry při rychlostech blízkých rychlostem šíření zvuku v páře daných parametru



Obrázek 3.1: Profilová mříž (inspirováno [1])

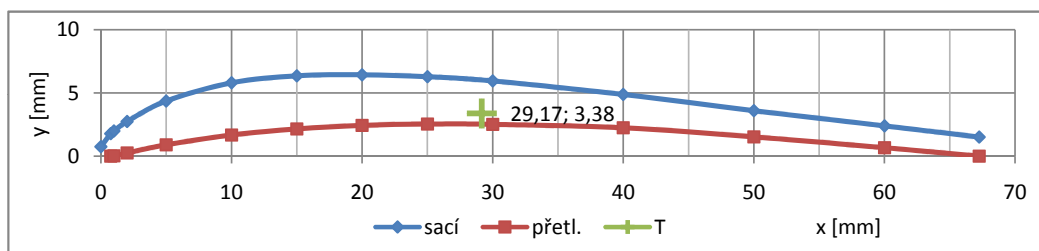
tedy název energetické ztráty. Literatura [6] poukazuje na první publikace systematických přístupů ke zkoumání procesů probíhajících v kompresorech a turbínách. Lze zjistit, že autoři Ainley a Mathieson publikovali v roce 1951 přístup k energetickým ztrátám v turbínové lopatkové mříži, což bylo o 6 let později, než Howell publikoval přístup k energetickým ztrátám v kompresorové lopatkové mříži.

Musím zdůraznit, že v pravém slova smyslu nebudeme navrhovat profil lopatky. Platí totiž, že i drobné odchylky rozměrů od matematicky vypočítaných profilů používaných v letectví znamená zhoršení parametrů, které dobré aerodynamické vlastnosti určují.

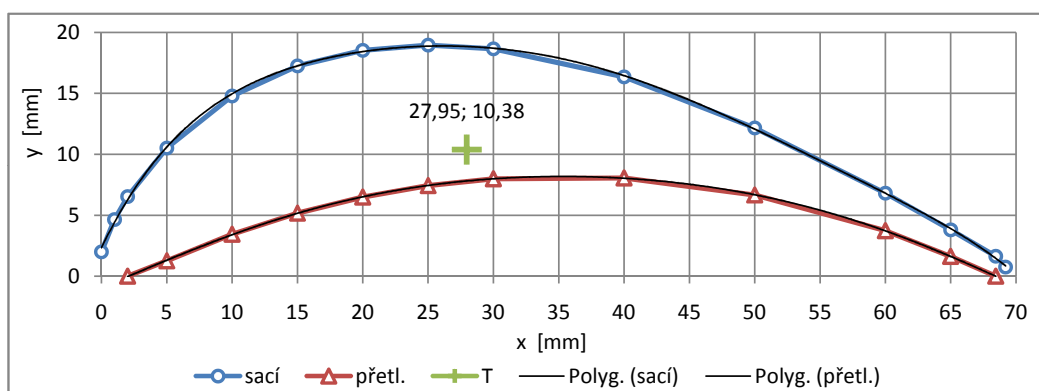
Jak jsem již zmiňoval geometrický tvar profilů je závislý od sil působících na ně. Z obrázku 3.1 vidíme, že profily lopatek turbíny jsou překážkou pro proudící páru. Profily jsou zahnuté a v důsledku toho i pára mění svůj směr proudění. Pára proudí mezilopátkovými kanály. Jejich tvar je závislý od rychlosti proudění páry. Pro páru proudící podzvukovou relativní rychlostí w má kanál zužující se tvar. Průřez takovýmto kanálem se mění od počátečního až po minimální, jež je znázorněn body Z–E. Minimální průřez je označován jako hrdlo kanálu. Průřez kanálem je vždy kolmo ke směru proudění páry. Pro Machova čísla větší jedné, se mezilopátkový kanál rozšiřuje od průřezu definovaného body Z–E. Z rovnice kontinuity můžeme stanovit průběh velikosti relativní rychlosti mezilopátkovým kanálem.

Navrhovaný profil definujeme v prvním přiblížení pomocí čtyř úseků: kruhového oblouku odtokové hrany (body A–B), křivky (kruhového oblouku) podtlakové strany (body B–C), kruhového oblouku náběžné hrany (body C–D) a křivky přetlakové strany (body D–A), jak je vidět na obrázku 3.1.

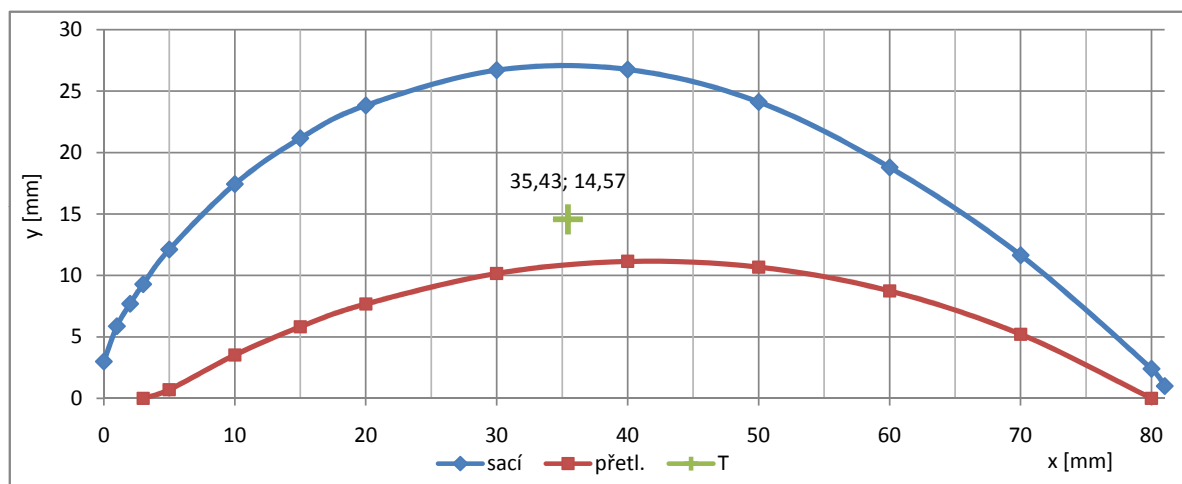
Tvar profilu může být zadán buď souřadnicemi (tabelárně), nebo pomocí střední čáry profilu (střednice) a nabaleného základního symetrického profilu. My se zaměříme na souřadnicové zadání profilu. Použitelnost profilu, který je zadán pevnými souřadnicemi, je malá pokud nemáme programy, díky kterým bychom dokázali reagovat na změny úhlů a velikostí



Obrázek 3.2: Profil lopatky na průměru u špičky



Obrázek 3.3: Profil lopatky na středním průměru, zadáný dle souřadnic



Obrázek 3.4: Profil lopatky na patním průměru

rychlostí páry. Další nevýhodou vytváření profilu ze souřadnic je, že neznáme střední čáru profilu.

V knížkách autorů Ščeglajev, Dejč, apod. najdeme tabulky souřadnic některých profilů. Dle tabulky souřadnic dokážeme sestavit křivky definující geometrický tvar profilu. Z těchto křivek potom dokážeme odečíst další body profilu. Profil zadáný dle firemních podkladů můžeme vidět na obrázku 3.3.



Obrázek 3.5: Zkroucení profilu lopatky

Z tvaru profilu lopatky byly odstraněny problematické části, kterými jsou rádiusy náběžné a odtokové hrany profilu, a které mají malý vliv na přesnost dalších výpočtů. Tím se práce s profilem zjednodušila. U takto definovaného profilu můžeme určit těžiště pomocí Steinerovy věty pro obecnou plochu. Profil lopatky rozdělíme na lichoběžníky a spočteme jejich plochu. Přesnost výpočtu plochy nám postačuje. Na obrázcích 3.4, 3.2 můžeme vidět tvary profilu v různých řezech lopatkou.

Celou lopatku bychom sestavili ze sedmi řídících profilů 0 mm, resp. (27, 81, 135, 189, 243, 270) mm, měřeno od paty lopatky, pro které jsme určili rychlostní trojúhelníky. Umístění řídících rovin můžeme vidět na obrázku 2.5.

Při vytváření lopatky musíme vytvořit maximálně plynulé přechody mezi jednotlivými řídícími profilem. Musíme zkontrolovat plynulost průběhu ploch příčných průřezů lopatky po její výšce. Stejným způsobem zkontrolujeme i plynulost průběhu úhlů α , β a rychlostí c , w (viz obrázek 2.11).

Průběh plochy profilů musí odpovídat namáhání od odstředivé síly 26 tun lopatky. To vede k velkým těživám profilů a husté profilové mříže na patě, a naopak na velmi řídké mříže na špičce lopatky.

3.2 Pevnostní výpočet

Při výpočtu statické pevnosti lopatek chceme, aby byly lopatky namáhány co nejméně. Nicméně největší obvodovou práci l_u získáme, když budeme lopatkování zavírat² ve směru proudění páry. Jelikož nemůžeme zpracovat celý entalpický spád h_{iz} v jednom stupni, lopatkování nemůže být zcela zavřené. U první rotorové lopatkové mříže, z pohledu směru expanze páry, převažuje namáhání odstředivými silami. U poslední lopatkové mříže bychom měli brát v úvahu i třecí odpor lopatek, který jsme předtím neuvažovali při výpočtu osové

²zmenšováním úhlu relativní rychlosti na vstupu do rotorové mříže α_1 nebo zvětšováním úhlu ohybu proudu páry

síly a vyrovnávacího pístu (viz 2.7). Lopatky je tedy třeba počítat na kombinované namáhání.

Odstředivou sílu působící na lopatku určíme ze vztahu

$$\begin{aligned} F_O &= m r_s \omega^2 = S_i l \rho_{\text{MAT}} r_s 4 \pi^2 n^2 \\ &= 5,67 \cdot 10^{-4} \cdot 0,27 \cdot 7800 \cdot 0,544 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 100,8^2 \\ &= 260,6 \text{ kN}, \end{aligned}$$

kde m je hmotnost lopatky, S_i je střední hodnota průřezu lopatky, l je délka lopatky, ρ_{MAT} je hustota materiálu lopatky, r_s je střední poloměr lopatky, ω je úhlová rychlost otáčení a n jsou otáčky turbíny.

Namáhání lopatky na tah lze vyčíslit z rovnice

$$\sigma_T = F_O / S_{\text{JADRA}} = (260,6 \cdot 10^3) / (9,71 \cdot 10^{-4}) = 268,4 \text{ MPa},$$

kde S_{JADRA} je plocha průřezu lopatky v místě závěsu (v našem případě bereme plochu patního průřezu).

Při vývoji oběžné lopatky stanovujeme rovněž její vlastní frekvence a posuzujeme jejich odladění od násobků otáčkových frekvencí. Kvůli odstředivým silám má profil lopatky na patním průměru větší průřez než profil lopatky u její špičky. Tato skutečnost vychází ze statického pevnostního výpočtu. Špička lopatky je kvůli své malé průřezové ploše dynamicky namáhána značně, a to nízkými vlastními frekvencemi. Naopak pata lopatky je namáhána méně z důvodu velké průřezové plochy, a tím i vyšších vlastních frekvencí. Závislosti frekvence kmitání na otáčkách stroje se říká Campbellův diagram. Z diagramu dokážeme určit minimální velikost odladění mezi vlastní frekvencí lopatky a n —násobkem otáčkové frekvence. Pro znázornění vlastních kmitů lopatky můžeme využít simulaci v programu ANSYS. Program počítá metodou konečných prvků, nicméně se jedná o pracnou a složitou záležitost.

3.3 Eroze lopatky

Při tvarování náběžné části lopatky musíme přihlížet i na požadavek odolnosti povrchu lopatky proti erozi. Pro výrobu a montáž listu lopatky do oběžného kola nutně musíme znát její popis v klidu. Ten vypracujeme po určení úhlu rozkroucení působením odstředivých sil na lopatku. Závěs lopatky by měl být stroměčkový, provedený v kruhovém oblouku.

Všechny stupně této turbíny pracují v oblasti mokré páry. Vlhkost páry výrazně snižuje termodynamickou účinnost turbínových stupňů. Teoreticky si nemůžeme dovolit vyexpandovat páru na suchost menší než 0,87. Mokrý páry způsobuje intenzivní korozi a erozi těch částí turbíny, které s ní přicházejí do styku. Jak uvádí [6], množství vody není v lopatkování turbíny rovnoměrné v axiálním ani radiálním směru. Ve vnější třetině lopatek bývá skutečná vlhkost páry 2 – 4 krát větší než střední vlhkost páry ve stupni.

Erozní číslo E používané firmou KWU lze vyčíslit

$$E_1 = \frac{y_0^2}{10 p_0} \left(d_0 \frac{n}{3000} \right)^3 = \frac{0,125^2}{10 \cdot 0,035} \left(1,357 \cdot \frac{6050}{3000} \right)^3 = 0,9,$$

kde y_0 je relativní vlhkost páry před turbínovým stupněm, p_0 je tlak páry před stupněm, d_0 je vnější průměr oběžné lopatkové řady a n jsou otáčky.

Pro $E < 0,2$ eroze lopatky neohrožuje, pro $0,2 < E_1 < 0,8$ je eroze malá a pro $E_1 > 2$ je eroze nebezpečná. Eroze je podle výpočtů firmy KWU víc než malá.

Empirický vztah používaný firmou KWU nám však neumožňuje určit úbytek materiálu lopatky za čas, což by bylo praktičtější.

Závěr

Úkolem této diplomové práce byl propočet již provozované parní kondenzační turbíny se zaměřením na poslední stupeň této turbíny. Nejprve byl předběžně propočítán průtočný kanál. Začali jsme regulačním stupněm. Z i - s diagramu jsme stanovili tepelný spád na tento stupeň. Určili jsme stav páry za regulačním stupněm. K výpočtu stupňové části jsme v programu Excel vytvořili grafy pro odečet měrného objemu a tlaku páry v jednotlivých stupních stupňové části turbíny. Stupňovou část turbíny jsme pak vypočítali metodou c_a/u . Následně jsme vypočítali parametry páry na středním průměru posledního stupně turbíny. Na základě těchto parametrů jsme propočítali stavy proudu páry pro 7 různých řezů po výšce lopatky. Potom jsme provedli porovnání výsledků metody konstantní cirkulace okolo profilu s metodikou používanou u firmy, tzn. s metodou kuželových ploch. Výsledky obou metod se od sebe málo odlišují, tudíž je možné nahradit metodu kuželových ploch metodou konstantní cirkulace okolo profilu. Méně uspokojivý je však nízký tlak páry na patním průměru před oběžnou lopatkou. Tento fakt může způsobit při neprovozním režimu zpětné proudění páry do turbíny. Další nevýhodou byly vyšší rychlosti proudu páry.

V poslední části diplomové práce byl proveden zjednodušený návrh profilu lopatky. Tento profil byl navržen pro různé vzdálenosti od patního průměru. Vytvořené profily mění své natočení v závislosti na poloměru. Vyšší rychlosti proudu páry vedly k návrhu profilu lopatky přizpůsobeného těmto rychlostem.

K výpočtu turbíny byl použit tabulkový procesor Microsoft Excel. Pro větší automatizaci celého výpočtového procesu byly převedeny některé grafy a závislosti do tohoto tabulkového procesoru. Nebyly převedeny všechny grafy, ale jen ty, které ztěžovaly odečítání hodnot při změně vstupních údajů, čímž byl minimalizován počet nutných zásahů v průběhu celého výpočtu.

Geometrické rozměry průtočného kanálu byly vícekrát měněny v době, kdy jsme hledali chybu ve výpočtech. V průběhu řešení jsme se dopustili chyby o velikosti 5/6 v množství hmotnostního průtoku páry, které dle rovnice kontinuity mělo turbínou proudit. Chyba vznikla nevhodným dělením lopatky po výšce. Vytvořením nového dělení lopatky po výšce jsme chybu odstranili.

Výsledky této práce by se daly použít k přesnému propočítání všech stupňů stupňové části turbíny. V diplomové práci by se dalo pokračovat vytvořením programu, který by uměl vytvářet tvary profilů lopatky v závislosti na úhlech proudu páry, zakřivení proudu páry, a na zatížení lopatky odstředivou a odporovou silou. Cílem bylo vypočítat poslední stupeň turbíny, resp. zkrucovanou lopatku po výšce, metodou konstantní cirkulace okolo profilu. Cíl byl splněn.

Literatura

- [1] BUNDOVÁ, M., a kol.: Koncový turbínový stupeň 10 m². *Energetické stroje.*, 2004, s. 1–6. Dostupné na <http://www.skoda.cz/>
- [2] DAMBORSKÝ, P.: *Výpočtová a experimentální analýza napjatosti turbinové lopatky*. [Diplomová práce] Brno: VUT, FSI, 2009. 58 s. Vedoucí prof. Ing. Eduard Malenovský, DrSc.
- [3] FIEDLER, J.: *Parní turbíny: Návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: CERM, prosinec 2004. 66 s. ISBN 80–214–2777–9.
- [4] HOLMGREN, M.: *X Steam Tables – parní tabulky*. [Software] poslední aktualizace 20.7.2006, Dostupné na http://www.x-eng.com/XSteam_Excel.htm
- [5] JENIŠ, D.: *Paroplynová energetická jednotka*. [Diplomová práce] Brno: VUT, FSI, 2006. 63 s. Vedoucí doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
- [6] KADRNOŽKA, J.: *Tepelné turbíny a turbokompresory 1 – základy teorie a výpočtů*. 1. vyd. Brno: CERM, říjen 2004. 308 s. ISBN 80–7204–346–3.
- [7] KADRNOŽKA, J.: *Lopatkové stroje*. 1. uprav. vyd. Brno: CERM, září 2003. 177 s. ISBN 80–7204–297–1.
- [8] KADRNOŽKA, J.: *Tepelné turbíny 1*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978. 302 s.
- [9] KLOMFAR, J.: *Molliérův h–s diagram vody a vodní páry*. Praha: ACADEMIA, 2005. ISBN 80–200–1323–7.
- [10] NEVOLE, J., KOUSAL, M.: Řešení axiálního turbinového stupně s relativně dlouhou lopatkou. *Strojírenství*, 1957, roč. 7, č. 11, s. 805–810.
- [11] PŘIKRYL, F.: *Frekvenčně modální analýza lopatkového svazku parní turbíny*. [Diplomová práce] Brno: VUT, FSI, 2009. 71 s. Vedoucí prof. Ing. Eduard Malenovský, DrSc.
- [12] ŠČEGLJAJEV, A. V.: *Parní turbíny – Teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Praha: SNTL, 1983. 367 s.

Seznam symbolů a zkratek

Veličina	Význam	Jednotka
p	tlak páry	kPa
u	obvodová rychlost na středním poloměru	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
c	absolutní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
w	relativní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
v	měrný objem páry	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
r	střední poloměr	m
l	délka; měrná práce	m, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
α	úhel absolutní rychlosti	
β	úhel relativní rychlosti	°
Δ	element, díl, rozdíl	
η	účinnost stupně	
κ	Poissonova konstanta	
μ	průtokový součinitel	
ρ	hustota páry; stupeň reakce	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$,
h	entalpický spád	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
i	entalpie páry	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
x	suchost páry, délka, výrobní tolerance	, mm
a	rychlost zvuku	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
Ma	Machovo číslo	
Pa	Parsonsovo číslo	
\dot{M}_p	hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
L	práce úseku	kJ
z	ztráta, počet stupňů	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$, ks
P	výkon	kW

Veličina	Význam	Jednotka
D	průměr	m
f	součinitel zpětného využití ztrát	
k	ztráta	
m	hmotnost	kg
n	otáčky	s^{-1}
S	plocha	m^2
s	entropie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot K$
F	síla	N
t	teplota	$^{\circ}$
φ	rychlostní součinitel	
ψ	rychlostní součinitel	
π	Ludolfovo číslo, tlakový poměr	
ξ	poměrná ztráta	
ϵ	parciální ostrík	